

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Management de Projets Energétique

**Etude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la
vapeur d'eau produite par une chaudière solaire**

Présenté par : Merzak NEDJAR

Soutenu le : 24/06/2009

Examineurs :

Mourad BALISTROU	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Président
Mohand TAZEROUT	Professeur	EMNantes /France	Examineur
Kacem MANSOURI	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Examineur
Kamel DALI	Directeur des projets	APRUE	Co-directeur
Madjid HACHEMI	Maître de conférences/A	UMBB/Boumerdes	Directeur de mémoire

Année Universitaire 2008/2009

Résumé :

Les systèmes de production de froid et de conditionnement d'air domestique ont des effets néfastes sur l'environnement parce qu'ils consomment de l'électricité produite à partir des énergies fossiles et les fuites des fluides frigorigènes de type HFC inhérentes à ces systèmes. Pour contrecarrer ces effets, un système de climatisation à éjecteur supersonique dans lequel la vapeur d'eau serait utilisée comme fluide frigorigène a été étudié. A cet effet, un modèle monodimensionnel de l'éjecteur a été développé et validé. Le potentiel de mise en œuvre d'un tel système par la suite a été évalué. Pour générer la vapeur d'eau du cycle de réfrigération à éjecteur, un collecteur solaire de type cylindro-parabolique a été dimensionné. Le dimensionnement de ce collecteur est basé sur la modélisation de son élément principal qui est l'absorbeur. Une analyse exergetique du cycle de réfrigération globale a été faite afin de déterminer les conditions opératoires optimales pour le fonctionnement du cycle de réfrigération.

Mots-clés : Cycle frigorifique, éjecteur supersonique, modélisation monodimensionnelle, énergie solaire, collecteur solaire cylindro-parabolique, exergie.

Abstract:

Air-conditioning systems impact negatively environment because they use electric energy product from fossil fuels and because of the unavoidable leaks of refrigerant from these systems. To prevent this, an air conditioning system with a supersonic ejector using steam as a refrigerant, has been studied. A monodimensional model of the ejector has been developed and validated. The potential of implementation of such system on domestic air conditioning was then evaluated. To generate the driving fluid of ejector refrigeration cycle, we used a solar collector parabolic trough. An exergy analysis of refrigeration cycle has been meant for determine the optimal operating conditions.

Key Words : Ejector refrigeration system, supersonic ejector, modelization zero dimensional, solar collector, solar parabolic trough, exergy.

المخلص:

لأنظمة التبريد و تكييف الهواء ذات الاستعمال المنزلي آثار سلبية على البيئة وهذا لاستعمالها للطاقة الكهربائية المنتجة عن طريق البترول والغاز الطبيعي و كذلك لتسرب الغازات الهيدروفلوروكربون المستعملة كسوائل للتبريد. من أجل التصدي لهذه الآثار، درسنا استعمال القاذف ما فوق الصوتي في أجهزة التبريد و الذي يستعمل بخار الماء كسائل للتبريد. من أجل توليد بخار الماء المستعمل في هذا النظام، قمنا بدراسة جامع للأشعة الشمسية من طراز حوض ذو قطع مكافئ الكلمات الرئيسية: دورة التبريد. القاذف ما فوق الصوتي. الطاقة الشمسية

Sommaire

Structure d'accueil	1
Rôle et Missions	1
Organigramme	1
Ressources financières	2
Groupes cibles	2
Introduction générale	3
1. Généralités sur le système de réfrigération à éjecteur	5
1.1 Principe de fonctionnement du système de réfrigération à éjecteur	6
1.2 Principe du fonctionnement de l'éjecteur	6
2. Etat de l'art	9
2.1. L'influence des conditions opératoires sur les performances de l'éjecteur	9
2.1.1 L'effet de la température du condenseur	9
2.1.2 L'effet de la température du générateur	10
2.1.3 L'effet de la température de l'évaporateur	11
2.1.4 L'effet de la surchauffe	12
2.2. L'effet de la géométrie de l'éjecteur	12
2.2.1 L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire	12
2.2.2 L'effet de la géométrie de la tuyère primaire	12
2.2.3 L'effet de la géométrie de la chambre du mélange	12
2.3. Les pertes de charge dans l'éjecteur	13
2.4. Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles de réfrigération à éjecteur	13
2.5. L'utilisation de l'énergie solaire dans un système de réfrigération à éjecteur	15
3. Modélisation numérique de l'éjecteur	17
3.1 Le modèle mathématique	17
3.1.1 Les hypothèses du modèle	17
3.1.2 Equations du modèle	18
3.1.3. Géométrie de l'éjecteur	20
3.2. Bilan énergétique du système global	21
3.3 Processus de calcul	22
3.4. L'application de l'éjecteur dans un système de réfrigération	24
3.4.1 Validation du modèle mathématique	24

3.4.2. Application à la production de froid	26
3.4.3 Analyse des résultats	27
4. L'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique	29
4.1. Généralités sur les concentrateurs cylindro-parabolique	29
4.1.1 Equation caractéristique	29
4.1.2 Taux de concentration	30
4.2 performances thermiques d'un concentrateur cylindro-parabolique	30
4.3 Echanges thermiques dans l'absorbeur	31
4.3.1. Bilan thermique	31
a. Bilan énergétique pour le fluide	32
b. Bilan énergétique pour l'absorbeur	33
c. bilan énergétique de la vitre	34
4.3.2. Echanges thermiques	34
a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide	35
b. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le vitrage.....	35
c. échange thermique entre le vitrage et le milieu ambiant	37
4.4. L'énergie absorbée par le fluide caloporteur	38
4.5 Pertes thermiques dans les concentrateurs cylindro-parabolique	39
4.6 Processus de calcul	40
4.7 Programme de calcul	40
4.8 L'influence des conditions opératoires de l'éjecteur sur les dimensions du collecteur ...	42
5. L'analyse exergetique	44
5.1. Exergie d'un système quelconque	44
5.2. Exergie du système de réfrigération à éjecteur	45
5.2.1 Le sous-système solaire (le collecteur solaire)	45
5.2.2 Le sous-système de réfrigération à éjecteur	46
5.3. Les Performances du système de réfrigération	48
5.3.1 Performances énergétiques	48
5.3.2 Performances exergetiques	49
5.4 L'analyse énergétique et exergetique	49
5.4.1 Bilan énergétique	50
5.4.2 Bilan exergetique	51
5.5 L'analyse des résultats	53
Conclusion générale et perspectives	54
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	56
ANNEXE.....	60

Symboles	Description
A	l'aire de section de l'éjecteur
a	vitesse du son
C	Chaleur spécifique
COP	coefficient de performance pratique
$D_{A,i}$	Diamètre interne de l'absorbeur.
$D_{A,e}$	Diamètre extérieur de l'absorbeur.
$D_{V,e}$	Diamètre externe pour la vitre.
$D_{V,i}$	Diamètre interne pour la vitre.
Ex	Exergie
h	enthalpie massique
I	Perte exergetique
k	Rapport des capacités thermiques
M	nombre de mach
m	débit massique
P	pression
Qc	puissance thermique au condenseur
Qf	puissance frigorifique
Qg	puissance thermique au générateur
q_{absorbé}	Quantité de chaleur absorbée au niveau de l'absorbeur.
q_{externe}	Quantité de chaleur externe (convection + conduction) dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et vitre.
q_{interne}	Quantité de chaleur interne (convection + conduction) dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et vitre.
q_{utile}	Quantité de chaleur échangée par convection entre l'absorbeur et le fluide

Symboles	Description
R	Constant des gaz parfait
r	densité massique
s	entropie massique
T	Température
V	vitesse de l'écoulement
\dot{V}	Débit volumique.
Wp	puissance de la pompe
w	rapport d'entrainement
X	titre de la vapeur
x	abscisse de position
ρ	Densité

Indice	Description
0	valeur initiale
1	entrée de la tuyère primaire
2	entrée de la chambre d'aspiration
3	sortie de diffuseur de l'éjecteur
4	sortie du condenseur
5	entrée évaporateur
6	Entrée générateur
7	Sortie collecteur solaire
8	entrée collecteur solaire
a1	sortie tuyère primaire
a2	sortie de la chambre d'aspiration
A	relatif à l'absorbeur
b	sortie de la chambre de mélange
c	juste après l'onde de choc
F	Relatif au fluide
s	Relatif au processus isentropique
V	Relatif à la vitre
x	Relatif à une position d'abscisse x

LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Pages
Figure 1.1 :	Le système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire	5
Figure 1.2 :	Schéma du système de réfrigération à éjecteur	6
Figure 1.3 :	Types d'éjecteurs : (a) éjecteur à pression de mélange constant et (b) éjecteur à section de mélange constante.	7
Figure 1.4 :	Schéma de l'éjecteur (à pression constante)	7
Figure 1.5 :	Schéma de l'éjecteur (à pression constante)	8
Figure 2.1:	les modes du fonctionnement d'un éjecteur	9
Figure2.2:	la variation du COP et de la pression de condensation en fonction de la température du générateur	10
Figure 2.3:	l'effet des conditions opératoires sur le process d'entraînement et du mélange dans la chambre de mélange	11
Figure 2.4:	l'effet de la température de l'évaporateur sur le COP et la pression de condensation de l'éjecteur	11
Figure2.5:	la détente de fluide frigorigène dans la tuyère primaire : (a) fluide avec vapeur humide, (b) fluide avec vapeur sèche	14
Figure 2.6:	le COP du cycle de réfrigération à éjecteur en fonction de la température de la chaudière pour différents fluides frigorigènes	15
Figure 3.1 :	cycle thermodynamique du système de réfrigération à éjecteur	17
Figure 3.2 :	les sections de l'éjecteur	20
Figure 3.3 :	Algorithme de modèle monodimensionnel de l'éjecteur	23
Figure 3.4 :	(a) variation de COP en fonction de la température de l'évaporateur pour différentes températures de condensation	24
Figure 3.4 :	(b) variation de COP en fonction de la température de l'évaporateur mesurée par Alexis	24

Figure 3.5 :	(a) Variation de w et de COP en fonction de la pression de condensation	25
Figure 3.5	(b) Variation de w et de COP en fonction de la pression de condensation mesurée par Alexis	25
Figure 3.6	(a) Nombre de Mach avant et après l'onde de Choc en fonction de la pression de mélange	26
Figure 3.6	(b) Nombre de Mach avant et après l'onde de Choc en fonction de la pression de mélange mesurée par Alexis	26
<hr/>		
Figure 3.7	La puissance requit au générateur en fonction de la puissance au niveau de l'évaporateur : (a) pour différentes pression de condensation, (b) pour différentes pression de mélange :	26
Figure 3.8	la puissance de générateur en fonction de la pression de mélange et la pression de condensation	27
Figure 4.1	fonctionnement d'un capteur cylindro-parabolique	29
Figure 4.2	dimensions relatives à un concentrateur cylindro-parabolique	30
Figure 4.3	: schéma d'un élément de l'absorbeur	30
Figure 4.4	Schématisation du transfert thermique entre les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique.	31
Figure 4.5	Bilan thermique d'un élément de surface du collecteur cylindro-parabolique	32
Figure 4.6	Discrétisation d'un élément de l'absorbeur.	40
Figure 4.8 :	la longueur de collecteur solaire en fonction de la température de l'évaporateur et la pression du condenseur	42
Figure 6.1 :	Le système de réfrigération à éjecteur	45
Figure 6.2 :	bilan énergétique du cycle de réfrigération	50
Figure 6.3 :	Bilan exégétique du système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire	51

Figure 6.4 :	Pertes exergetique en fonction de la temperature du generateur	52
Figure 6.5	les irreversibilites dans chaque element du cycle de refrigeration en fonction de la temperature du generateur	52

LISTE DES TABLEAUX

Tableau	Titre	Pages
tableau 2.1:	Les donnés de fonctionnement de l'éjecteur	28
tableau 2.2:	les résultats de modèle théorique de l'éjecteur	28
tableau 4.1	Paramètres géométriques du collecteur considéré	41
tableau 4.2	Propriétés optiques des matériaux utilisés	41
tableau 4.3 :	les dimensions du collecteur solaire	42

Introduction générale:

L'approvisionnement en énergie pour la réfrigération et le conditionnement de l'air constitue un rôle important dans le monde. Les équipements nécessaires pour la réfrigération et le conditionnement de l'air présentent un risque majeur dans la vie moderne de nos jours. Cependant, l'énergie qu'il faut dépenser, dans la réalisation de ces équipements et aussi, l'énergie importante que peuvent consommer ces derniers dans les différents types d'applications domestiques ou industrielles. Le rapport de l'institut international de froid [34] estime que 15% de la production de l'électricité est consommée pour la production de froid et le conditionnement de l'air, devient de plus en plus un problème très sérieux à surmonter.

Le problème réside essentiellement de l'utilisation de ces équipements de l'énergie produite à partir des combustibles fossiles. Il est désirable de penser à de nouvelles techniques pouvant utiliser une énergie propre, de manière efficace et économique, telle que l'énergie solaire, géothermique et les pertes de chaleurs comme sources directes pour alimenter les différents équipements.

Dans cet esprit, on a pensé de remplacer le compresseur mécanique, qui est le responsable de la consommation de l'énergie électrique dans ces équipements par un compresseur thermique appelé aussi thermo compresseur ou éjecteur.

Le choix de l'éjecteur n'est pas arbitraire. Les éjecteurs sont utilisés dans divers applications industrielles, telles que le pompage, le brassage, l'entraînement des fluides, l'augmentation de poussée et la recompression de vapeurs. Ils présentent plusieurs avantages ; fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et possibilité d'absorber n'importe quel fluide dans n'importe quelle condition et ils sont des appareils sans pièces mobiles.

La demande de froid et du conditionnement d'air est élevée quand l'ensoleillement du site ou du pays est élevé, et c'est le cas pour l'Algérie qui est de part de ses conditions climatiques, offre des possibilités très intéressantes pour le développement et l'utilisation de l'énergie solaire pour la production du froid pour la climatisation des bâtiments. L'Algérie dispose en effet du plus important gisement solaire du bassin méditerranéen. L'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures/an, atteignant même les 3900 h/an dans certaines régions (Hauts Plateaux, Sahara). Avec les technologies existantes, l'énergie solaire peut être convertie en énergie électrique, ou en énergie thermique.

L'objectif du travail proposé est de développer une machine frigorifique fonctionnant suivant le cycle à éjection de vapeur d'eau. Il s'agit de dimensionner l'organe principal de ce cycle qui est l'éjecteur supersonique, d'étudier et de dimensionner la chaudière.

Ce travail est composé de cinq parties :

- Dans la première, le fonctionnement du système global est détaillé.
- Dans la deuxième une analyse des travaux sur les cycles de réfrigération à éjecteur existants dans la littérature est présentée.
- Dans la troisième partie, le modèle monodimensionnel du système sur lequel cette étude est basée est présenté, les paramètres gouvernant le comportement d'un tel système sont définis et son potentiel d'exploitation pour une application domestique est évalué.
- Pour les besoins thermiques du cycle de réfrigération, un collecteur solaire de type cylindro-parabolique a été dimensionné dans la quatrième partie.
- Dans la dernière partie, une analyse exergetique du cycle de réfrigération global a été présentée.

En fin nous terminons nôtres exposé par une conclusion générale et des perspectives.

Structure d'accueil :

Ce sujet de recherche a été proposé par L'Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie (APRUE).

L'Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie (APRUE) est un établissement public à caractère industriel et commercial créé par décret présidentiel en 1985, placé sous la tutelle du Ministère de l'Energie et des Mines. Elle a pour mission principale la mise en œuvre de la politique nationale de maîtrise de l'énergie, et ce à travers la promotion de l'efficacité énergétique.

Rôle et Missions

L'APRUE est l'instrument institutionnel dont se dote le Gouvernement afin d'assurer la promotion et l'animation de la mise en œuvre de la politique de maîtrise de l'énergie. Elle a pour rôle principal la coordination et le suivi du dispositif de la politique de maîtrise de l'énergie (programme national de maîtrise de l'énergie, fonds national de maîtrise de l'énergie, comité intersectoriel de maîtrise de l'énergie) et l'organisation de partenariats pour l'élaboration, la proposition et la mise en œuvre de programmes concertés dans l'ensemble des secteurs.

Trois niveaux de missions en découlent :

- **Le cadre économique et programmatique**
 - La connaissance des consommations d'énergie, de leurs tendances d'évolution, de leurs indicateurs significatifs.
 - La réalisation d'études d'exploration prospective de la demande d'énergie ; l'évaluation des potentiels de la maîtrise de l'énergie et des investissements nécessaires pour les exploiter.
 - La programmation d'ensemble évolutive de la maîtrise de l'énergie, la coordination et suivi du programme national de la maîtrise de l'énergie (en lien avec le programme national de lutte contre le changement climatique).
 - L'évaluation des programmes.
- **Le cadre des connaissances et de la promotion**
 - L'organisation et la diffusion de l'information appropriée aux besoins du développement de la maîtrise de l'énergie.
 - La formation en interne et en externe.
- **Le montage de programmes et projets sectoriels en partenariat**
 - Etablir des propositions de programmes et de projets en partenariat, dans leur dimension technique, économique, environnementale et financière.

Organigramme

L'APRUE est dirigé par un Directeur Général assisté par les directions suivantes :

- Direction Communication
- Direction Planification & Programmation

- Direction de l'Action Sectorielle
- Direction de l'Environnement & de l'Energie durable
- Direction de l'Administration & des Finances

Ressources financières

- Fonds national pour l'énergie
- Autofinancement : études, et audits énergétiques et formations au la maîtrise de l'énergie
- Financement international notamment Union Européenne, coopération bilatérale et autres organismes internationaux.

Groupes cibles

Les partenaires de la maîtrise de l'énergie en Algérie représentés dans les six familles d'acteurs pour chacun des secteurs de consommation d'énergie (industrie, habitat, tertiaire, transport, agriculture, ...)

- les pouvoirs publics,
- les entreprises fournissant biens et services associés à la maîtrise de l'énergie,
- les utilisateurs d'énergie,
- les compagnies énergétiques,
- les organismes de financement,
- et les "facilitateurs" et représentants de la société civile,

1. Généralités sur les systèmes de réfrigération à éjecteur :

L'éjecteur, qui est le cœur du système de réfrigération à jet, a été inventé par « Charles Parsons » en 1901 pour enlever l'air d'un condenseur de la machine à vapeur. En 1910, un éjecteur a été employé par Maurice Leblanc dans le premier système de réfrigération à éjecteur utilisant la vapeur d'eau.

Le système de réfrigération est composé de deux sous-systèmes : le sous-système solaire et le sous-système de réfrigération à éjecteur (fig1.1). 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.

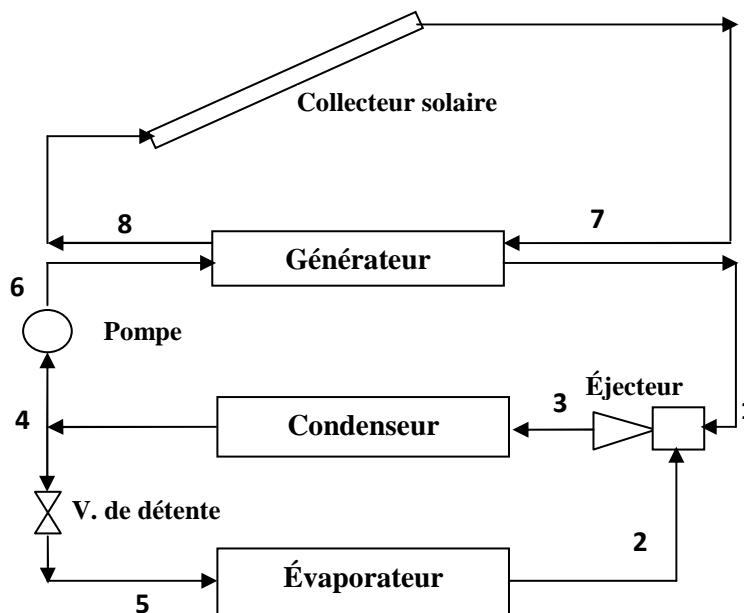


Fig.1.1 : Le système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire

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.

Le fluide frigorigène se trouve à l'état de vapeur saturée à la sortie du générateur de vapeur et à niveau énergétique élevé (pression élevée et température élevée), pénètre dans l'éjecteur pour entraîner un fluide secondaire issu de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée à faible niveau énergétique (basse pression et à basse température). Le mélange résultant est comprimé pour atteindre une pression intermédiaire égale à la pression du condenseur.

La figure suivante représente la machine de réfrigération à éjecteur.

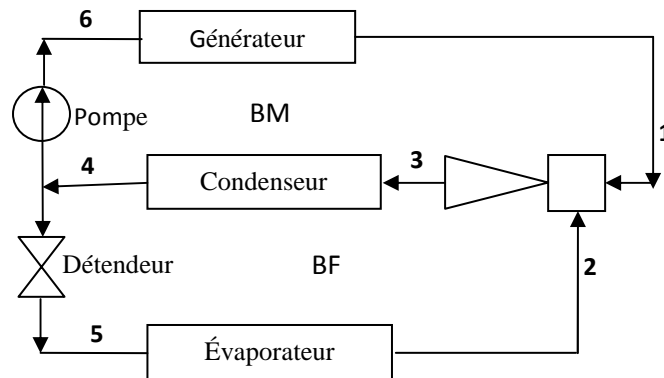


Fig.1.2 : Schéma du système de réfrigération à éjecteur

1.1 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.1.2).

- **La boucle frigorifique (BF) :** constituée des éléments suivants : l'éjecteur, le condenseur, la vanne de détente et l'évaporateur. Le fluide frigorifique 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 frigorifique est aspiré 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.

1.2 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** (fig.1.3.b): la sortie de la tuyère primaire est placée dans le canal à section constante de la tuyère secondaire.
- **Ejecteur à pression de mélange constante** (fig.1.3.a): la sortie de la tuyère primaire est placée dans la section convergente de la tuyère secondaire.

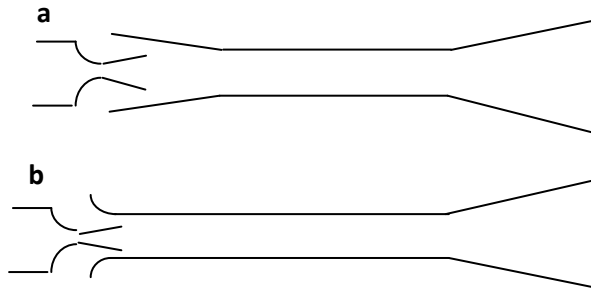


Fig.1.3 : Types d'éjecteurs : (a) éjecteur à pression de mélange constant et (b) éjecteur à section de mélange constante.

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

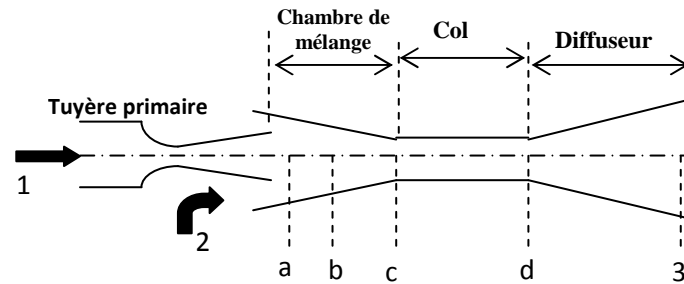


Figure 1.4: Schéma de l'éjecteur (à pression constante)

La figure (1.5) 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).

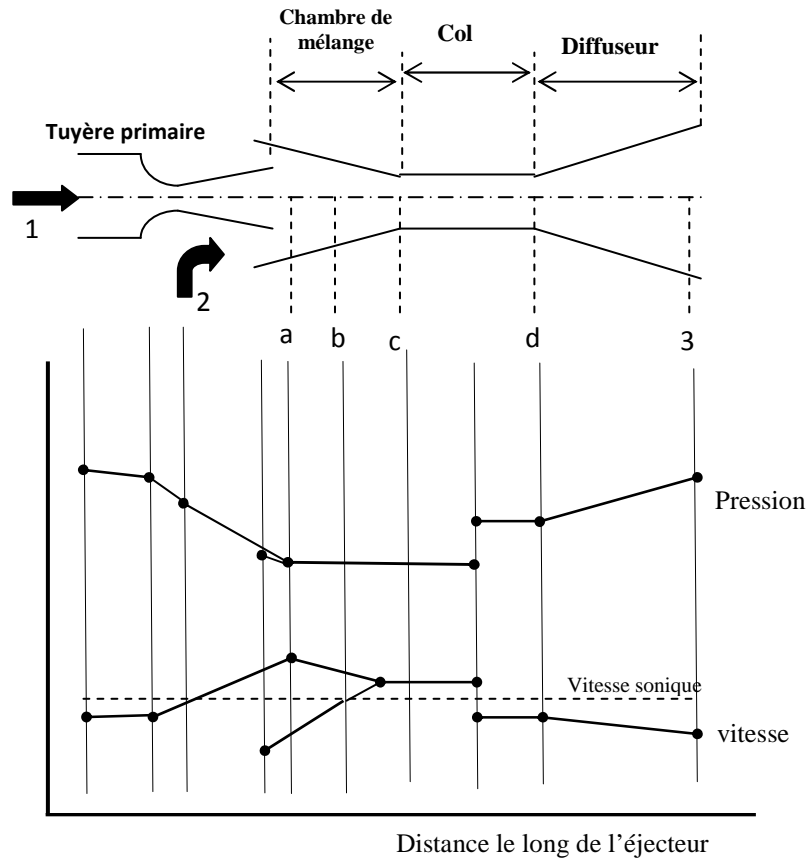


Fig. 1.5 - variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur de l'éjecteur

Dans l'éjecteur, le fluide primaire issu du générateur (point (1)) (figure 1.4) 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. MUNDAY et BAGSTER [41] estiment que la vitesse du mélange y est toujours supersonique. 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.

2. Etat de l'art :

De nombreux travaux théoriques et expérimentaux ont été menés sur les éjecteurs. En effet, Porter et Squyers [34] ont recensé plus de 1600 références portant sur la théorie et les performances des éjecteurs.

Dans ce chapitre, on présente une analyse de différents résultats théoriques et expérimentaux trouvés dans la littérature.

Notre analyse est divisée en deux parties :

La première partie est consacrée à l'étude des performances de l'éjecteur dans un cycle de réfrigération. Ceux-ci dépendent des conditions opératoires, de la géométrie de l'éjecteur et de la nature du fluide frigorigène utilisé. La deuxième partie a trait à l'étude de l'utilisation de l'énergie solaire dans un cycle de réfrigération à éjecteur.

2.1 L'influence des conditions opératoires sur les performances de l'éjecteur

2.1.1 L'effet de la température du condenseur :

Eames et al [1], Aphornratana et Eames [2], Chunnanond et Aphornratana [3] ont montré que le rapport d'entraînement (w) est limité par la pression critique de condensation. Cette pression critique varie avec la variation des conditions opératoires.

Eames et al [1] présente le rapport d'entraînement en fonction de la pression critique de condensation (Figure 2.1). Le fonctionnement d'un éjecteur peut être divisé en trois modes :

- Le mode critique ou double étranglement : le rapport d'entraînement (w) est constant, la pression de condensation (P_c) inférieure à la pression critique de condensation (P_c^*), les fluides primaire et secondaire sont étranglés.
- Le mode subcritique : w varie avec la pression de condensation, dans ce mode, seul le fluide primaire est étranglé avec $P_c^* < P_c < P_{c0}$.
- Le mode du mal fonctionnement ou le mode de retour de fluide ($w < 0$), $P_c > P_{c0}$, les deux fluides ne sont pas étranglés.

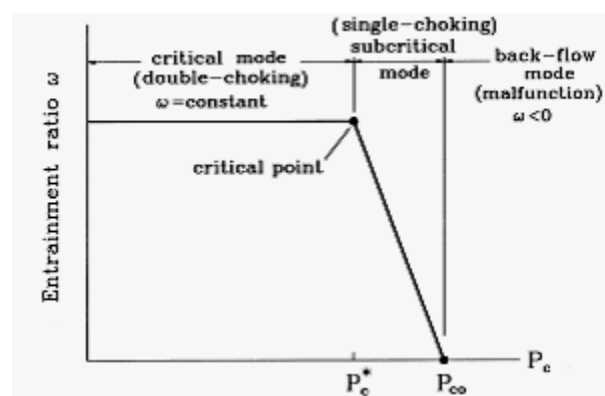


Fig. 2.1 : les modes du fonctionnement d'un éjecteur [1]

Ces résultats ont été confirmés par Chunnanond et Aphornratana [3] expérimentalement. Ils ont montré que la pression critique de condensation augmente avec l'augmentation de la température du générateur, mais d'autre part si la pression critique de condensation augmente le coefficient de performance (COP) du cycle diminue.

2.1.2 L'effet de la température du générateur :

L'influence de la température du générateur sur les performances de l'éjecteur a été étudiée par plusieurs auteurs ([5], [1], [6]).

Sun et al [5] ont montré expérimentalement que pour chaque température de l'évaporateur il existe une température optimale du générateur qui maximise le coefficient de performance du cycle (COP).

La figure.2.2 présentée par Chunnanond et Aphornratana [3] montre la variation du COP du système et la pression de la condensation avec la variation de la température du générateur. La diminution de la pression du générateur augmente le COP du système; quand la pression de la chaudière diminue, le débit massique à travers la tuyère primaire diminue et comme la section de passage de mélange des deux fluides est constante, le débit du fluide secondaire augmente ce qui augmente le COP. L'augmentation du débit du fluide secondaire et la diminution du débit du fluide primaire réduit la quantité de mouvement du mélange. Ce qui donne un petit angle d'expansion qui va donner un long canal pour entraîner une grande quantité du fluide secondaire et un petit angle d'expansion va reculer la position de l'étranglement du fluide secondaire vers la sortie de l'éjecteur [3]. L'angle d'expansion est présenté dans la figure.2.2 [3].

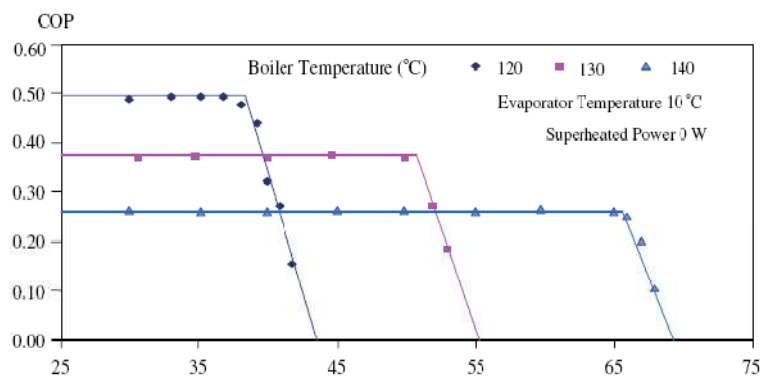


Fig.2.2. la variation du COP et de la pression de condensation en fonction de la température du générateur [3]

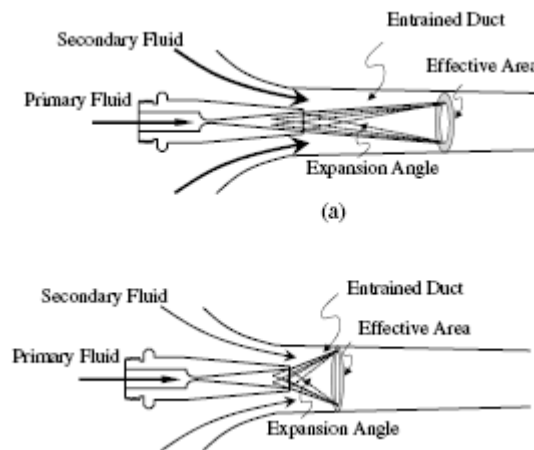


Fig.2.3. l'effet des conditions opératoires sur le process d'entrainement et du mélange dans la chambre de mélange [3]

Aidoun et Ouzzane [4] ont étudié l'influence de la température du générateur sur le point du commencement du mélange des deux fluides (fluide primaire et le fluide secondaire). L'augmentation de la pression de la chaudière déplace la position de début du mélange des deux fluides vers la sortie de l'éjecteur. Cette position réduit la section de passage du fluide secondaire ce qui réduit le COP du système. L'augmentation de pression du fluide primaire augmente la pression du fluide à la sortie de tuyère primaire, ce qui diminue la force d'entrainement pour l'aspiration du fluide secondaire et la diminution du COP du système [4].

2.1.3 L'effet de la température de l'évaporateur :

Chunnanond K. et Aphornratana S. [3] et Aphornratana S. [6] ont analysé l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération à éjecteur. Quand la pression de l'évaporateur augmente, le COP du système et la pression critique de la condensation augmentent (fig.2.4 [3]).

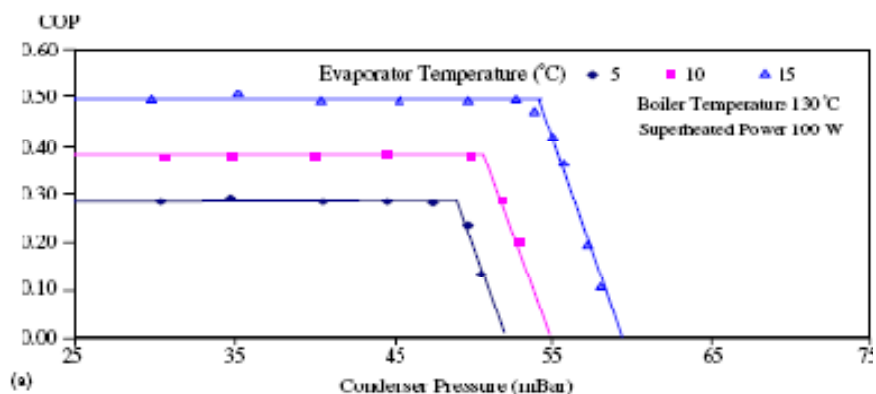


Fig.2.4 : l'effet de la température de l'évaporateur sur le COP et la pression de condensation de l'éjecteur [3]

L'augmentation de la température de l'évaporateur réduit le débit massique du fluide secondaire ce qui augmente le rapport d'entraînement de l'éjecteur et au même temps diminue la quantité de mouvement du mélange, ce qui augmente la pression critique de la condensation [3].

2.1.4 L'effet de la surchauffe :

Aidoun et Ouzane [4] ont étudié l'influence des surchauffes sur la performance de l'éjecteur. Ils ont présenté les deux paramètres principaux qui provoquent la surchauffe (surchauffe externe et surchauffe interne). La surchauffe externe représente la surchauffe du fluide primaire et/ou secondaire à l'entrée de l'éjecteur. Et la surchauffe interne est causée par les frottements (fluide-paroi et/ou fluide primaire-fluide secondaire) et l'onde de choc dans le canal à section constante de la tuyère secondaire.

En fonction du fluide frigorigène utilisé, en général une surchauffe de fluide primaire et/ou secondaire est nécessaire pour éviter la condensation lors de la détente dans l'éjecteur.

D'après les résultats expérimentaux de Chunnanond et Aphornratana [3] (2004), l'influence de la surchauffe des fluides à l'entrée de l'éjecteur sur le COP du cycle est négligeable. La surchauffe de fluide primaire n'a aucun avantage que d'empêcher la corrosion de l'éjecteur provoquée par la vapeur humide.

2.2 L'effet de la géométrie de l'éjecteur :

2.2.1 L'effet de la position de la sortie de tuyère primaire :

La position de sortie de la tuyère primaire est définie comme la distance entre la sortie de tuyère primaire et l'entrée de la chambre de mélange.

Les études expérimentales de Eames et al [1], Eames et al [8], Chunnanond et Aphornratana [3] montrent qu'il existe une position optimale qui donne le meilleur COP du cycle de réfrigération. Suivant Nahdi et al [9] cette position (X) varie dans l'intervalle $0.5 < X/D < 2.0$ (D : le diamètre du canal à section constante de la tuyère secondaire).

D'après Chunnanond et Aphornratana [3], le déplacement de la tuyère primaire vers l'extérieur de la chambre du mélange augmente le canal d'entraînement du fluide secondaire ce qui augmente le COP de l'éjecteur. Si on retire la tuyère primaire de la chambre de mélange, le COP de l'éjecteur augmente et la pression critique de condensation diminue.

2.2.2 L'effet de la géométrie de la tuyère primaire :

Eames et al [8] ont étudié l'effet du rapport de section A_t (le rapport de section de sortie sur la section de col de la tuyère primaire $A_t = A_{exit} / A_t$) sur la performance de système. La diminution de ce rapport augmente la performance de l'éjecteur.

Les études de Eames et al [8], Chunnanond et Aphornratana [3] et de Aidoun et Ouzane [10] montrent que l'augmentation du rapport des diamètres ψ (diamètre du col de tuyère primaire divisé par le diamètre de la tuyère secondaire) augmente le COP de l'éjecteur et diminue la pression critique de condensation.

2.2.3 L'effet de la géométrie de la chambre du mélange :

La zone convergente de la chambre du mélange joue un rôle important dans la compression du mélange. La compression globale qui se produit dans la chambre du mélange et dans le canal à section constante est due à deux facteurs : la compression isentropique dans le convergent, et l'onde de choc dans le canal à section constante. La compression globale varie avec la variation du nombre de mach à l'entrée et à la sortie de la chambre de mélange. La

pression, la température, le nombre de mach et le facteur de compression de l'éjecteur sont directement affectés par la longueur de la chambre du mélange [10].

2.3 Les pertes de charge dans l'éjecteur :

Afin d'éliminer l'erreur analytique induite par la supposition de l'utilisation de gaz parfait, les propriétés thermodynamiques des gaz réel ont été utilisé dans plusieurs études [13, 14, 15]. Les études de Abdel-Aal et al [15] indiquent que les deux approches donnent les même résultats.

Pour rendre les modèles de simulation plus réaliste, l'efficacité isentropique des tuyères et du mélange ont été introduite aussi dans plusieurs travaux [13, 16, 17 ,18]. En général les valeurs de ces coefficients isentropiques varient entre 0.8 et 1 [19].

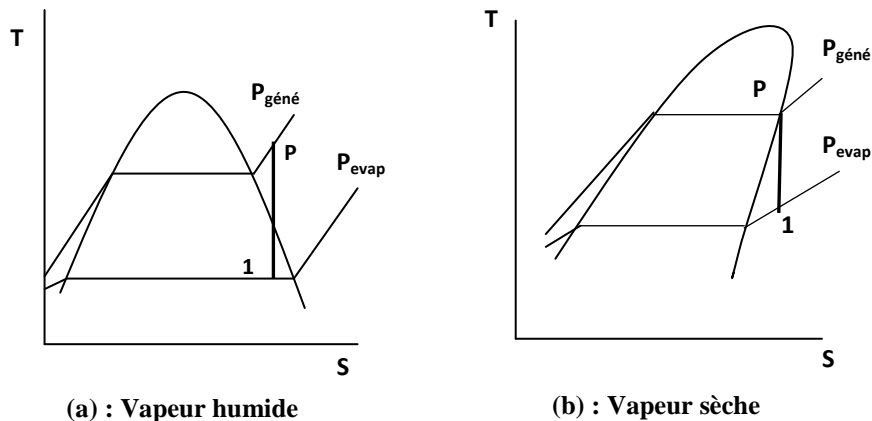
Dans les études expérimentales de Al-khalidy et al [11] et de Aphornratana et al [12] l'obstruction du fluide secondaire dans la chambre de mélange n'a pas été envisagé. Ce qui rend le système plus flexible et le COP du système augmente toujours avec l'augmentation de la température de la chaudière ou de l'évaporateur, ou avec la diminution de la pression de condensation. Mais il n'y a aucun critère pour construire ce genre d'éjecteur.

2.4 Les fluides frigorigènes utilisés dans les cycles de réfrigération à éjecteur :

La performance de la machine frigorifique à éjecteur dépend directement du fluide frigorifique utilisé. Pour le choix de fluide frigorifique, 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 frigorigène 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 [29].
- le fluide doit être stable chimiquement, non toxique, non corrosif, favorable à l'environnement et économique [29].
- les propriétés de transport qui influent sur les échanges thermiques doivent être favorables.
- la masse molaire doit être grande [29].

Les fluides frigorigènes 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) (fig.2.5).



(a) : Vapeur humide

(b) : Vapeur sèche

**Fig.2.5 : la détente de fluide frigorigène dans la tuyère primaire :
 (a) fluide avec vapeur humide, (b) fluide avec vapeur sèche**

Pour les fluides avec vapeur sèche, il n'y a pas de changement de phase lors de la détente à travers la tuyère primaire. Pour les fluides avec vapeur humide des petites gouttelettes de liquide peuvent être formées et endommagées la tuyère primaire, ceci peut être évité par la surchauffe de fluide à l'entrée de la tuyère primaire.

D'après Wimolsiri P. [26], les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport à aux fluides à vapeur isentropique et à vapeur humide (figure. 2.6).

D'après les études expérimentales de Halton [20], le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Les fluides halocarboniques (R142b, R114, R113, R141b) sont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieur par rapport aux autres fluides [21, 22, 23,24]

Afin améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorigènes sont utilisés (R22/RC118, R22/R142b, R22àR134a, R134a/R152a, RC318/R141b) [21, 23]. Les travaux de Sun [22] montrent que le R22 donne le meilleur COP, et le plus faible COP est donné par l'eau, mais l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

L'eau présente plusieurs avantages dans la machine frigorigène à éjecteur :

- Il donne une très grande chaleur latente de vaporisation, ce qui minimise le débit de circulation et la puissance consommée par la pompe.
- Sa pression de saturation dans la chaudière n'est pas grande, ce qui minimise le cout de construction.
- l'eau est le fluide le moins chère et son impact sur l'environnement est minimal.

Il représente aussi des désavantages, comme la température minimale de froid est limitée par 0, son volume spécifique est très grand, ce qui augmente les dimensions du système de réfrigération.

L'ammoniac est largement utilisé comme fluide frigorigène. Rogdakis et Alexis [25] ont étudié une machine frigorigène fonctionnant avec l'ammoniac. La machine donne un COP entre 0.042 et 0.446.

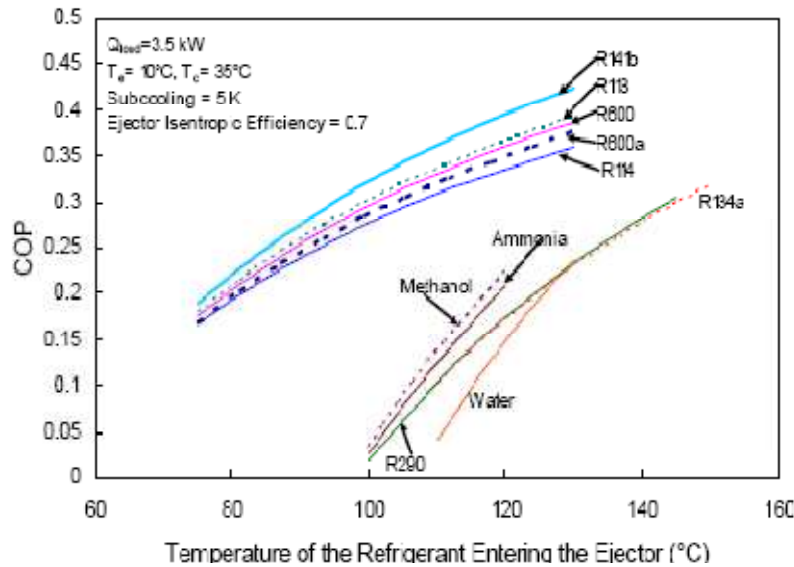


Fig.2.6 : le COP du cycle de réfrigération à éjecteur en fonction de la température de la chaudière pour différents fluides frigorigère [26]

La complexité de l'écoulement et le coût des études expérimentales rendent de la dynamique des fluides numériques (CFD) un outil très intéressant dans l'étude des éjecteurs. Pour mieux exprimer et visualiser l'écoulement et le mélange des deux fluides dans l'éjecteur, Riffat et al [30] ont analysé un modèle de trois dimensions d'un éjecteur fonctionnant avec l'ammoniac, dans cette analyse ils ont supposé que l'ammoniac est un fluide incompressible. Avec le développement rapide des outils informatiques, l'utilisation de la CFD est devenue plus efficace. Rusly et al [31] ont utilisé un modèle de 3-D pour simuler l'écoulement dans un éjecteur utilisant R245 comme un fluide frigorigère. Rusly et al [32] ont visualisé l'influence de la variation de la géométrie de l'éjecteur sur ces performances par l'utilisation de la technique de CFD. La même technique a été utilisée par Pianthong et al [33] pour étudier les caractéristiques de l'écoulement de fluide (vapeur d'eau) dans les deux types de l'éjecteur (à pression de mélange constante et à section de mélange constante), l'influence des conditions opératoires et de la géométrie de l'éjecteur ont été aussi étudié dans cette étude.

2.5 L'utilisation de l'énergie solaire dans un système de réfrigération à éjecteur :

Le principal avantage du cycle de réfrigération à éjecteur, est l'utilisation d'une énergie thermique à basse température. Parmi ces énergies, on a l'énergie solaire, qui est suffisante pour générer le fluide moteur de l'éjecteur. Plusieurs types de collecteurs sont utilisés pour générer ce fluide moteur suivant la température voulue dans le cycle de réfrigération. Huang et al [35], Khattab et al [11], Humberto V. et al [40] et Meyer [36] ont utilisé des collecteurs de type plat, Nguyen et al [37] ont utilisé des collecteurs de type plat avec des tubes à vide et des concentrateurs cylindro-parabolique, utilisés par Clemens et al [38].

Pour un cycle de réfrigération à éjecteur fonctionnant avec des températures entre 80 et 100 °C, il est recommandé d'utiliser des collecteurs de type plat avec une surface sélective, qui sont plus économique et qui donnent un meilleur rendement (Meyer [36]).

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont utilisés pour des températures élevées ($>150^{\circ}\text{C}$) et les collecteurs plat avec des tubes à vide généralement utilisés pour des températures entre 100 et 150°C [26].

Une machine prototype d'une puissance frigorifique de 7 kW est installée et testée par Nguyen et al [36] à l'U.K.

Al-khalidy [39] a analysé les performances théoriques et expérimentales du cycle de réfrigération à éjecteur fonctionnant avec l'énergie solaire. Il utilise cinq réfrigérant (R117, R12, R11, R113, R114), il trouve que le R113 est le mieux adapté à ce système. Le COP est de 0.256 et la performance du cycle globale est de 0.12 pour la température du générateur de 87°C et de l'évaporateur de 10°C et du condenseur de 43°C .

Huang et al [7] ont développé un système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire et le R141b comme fluide frigorifique, le COP du cycle est autour de 0.22 pour une température de générateur de 95°C , de l'évaporateur de 8°C et des radiations solaires de 700 kW/m^2 .

3. Modélisation numérique de l'éjecteur :

3.1 Le modèle mathématique:

Les performances de l'éjecteur gouvernent celle du système global. Elles dépendent de sa géométrie et de l'état thermodynamique des fluides le traversant. Le modèle mathématique est donc essentiellement basé sur lui.

Il existe deux types de modèle monodimensionnel d'éjecteurs. Le modèle à section constante permet de déduire les états thermodynamiques globaux au sein des écoulements pour une géométrie d'éjecteur donnée. Le modèle à pression constante permet de déduire les dimensions de l'éjecteur pour un état thermodynamique imposé du fluide aux différents points de l'éjecteur. Ils sont les plus communément utilisés dans la littérature parce qu'ils sont plus facile à valider [19]. 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.

La figure suivante présente un schéma d'un cycle thermodynamique du système de réfrigération à éjecteur.

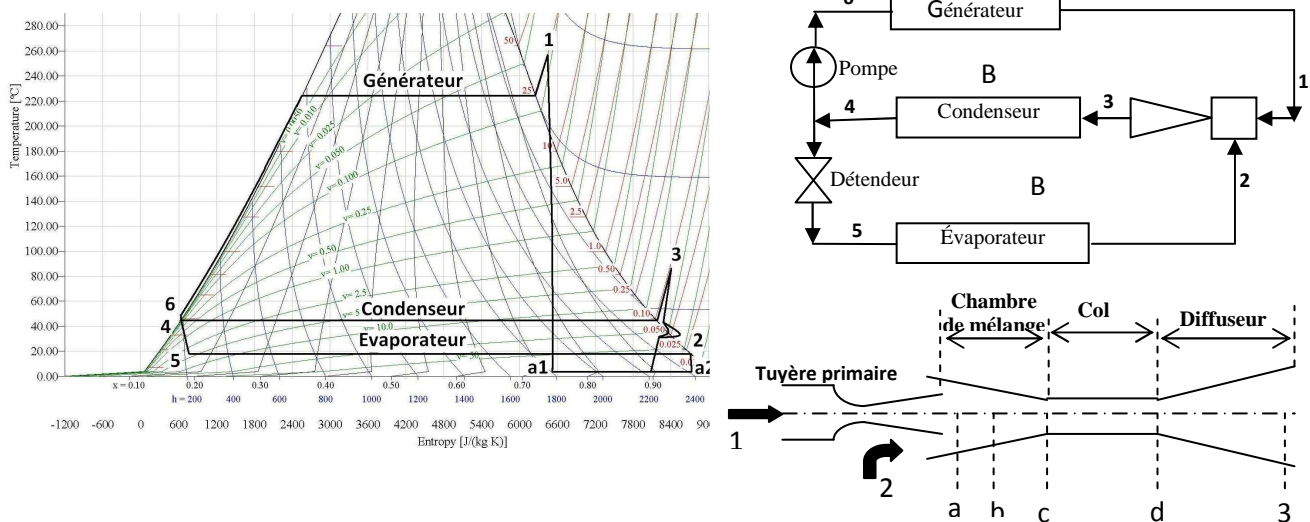


Fig.3.1 cycle thermodynamique du système de réfrigération à éjecteur

3.1.1 Les hypothèses du modèle :

Le modèle à pression constant est basé sur les hypothèses suivantes :

- L'écoulement dans l'éjecteur est monodimensionnel et stationnaire.
- Les vitesses d'entrée dans l'éjecteur des deux fluides et la vitesse de mélange à la sortie de l'éjecteur ne sont pas significatives.

- Le fluide moteur et la vapeur provenant de l'évaporateur sont comprimés selon un processus isentropique jusqu'à la pression P_x . C'est à cette pression qu'ils sont mélangés (section b – c). P_x est appelée la pression de mélange qui est supposée constante dans la section b – c.
- Il n'y a pas d'échange de chaleur entre le fluide et les parois de l'éjecteur. Tous les processus qui s'y déroulent sont adiabatiques. Par ailleurs, la friction sur les parois est définie en fonction de rendement isentropique de la tuyère, de la chambre de mélange et du diffuseur.
- La pression au point (a) (P_{cr}) correspond à la pression d'un écoulement sonique du fluide issu de l'évaporateur. Les pressions des deux écoulements au point (a) sont égales.
- Le processus de détente entre les points (4) et (5) est isenthalpique ($h_4 = h_5$).
- Les transformations dans l'évaporateur, le générateur et le condenseur sont isobares.
- On prend l'efficacité de la tuyère primaire $\eta_{1a1} = 0.9$, de la chambre de mélange $\eta_{bc} = 0.8$ et du diffuseur $\eta_{a3} = 0.8$.

3.1.2 Equations du modèle [16,42]: (voir fig.3.1)

- L'équation de conservation de l'énergie dans l'éjecteur s'écrit :

$$h_1 + wh_2 = (1 + w)h_b$$

$$h_1 = f(P_1, T_1) \quad (2.1)$$

$$h_2 = f(P_2, T_2)$$

$$w = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_G} \text{ est le rapport d'entraînement} \quad (2.2)$$

Les équations décrivant les états thermodynamique des fluides dans chaque section de l'éjecteur sont :

- **La tuyère primaire** : l'équation de conservation de l'énergie entre les points (1) et (2) s'écrit:

$$\frac{V_{a1}^2}{2} = h_1 - h_{a1} \quad (2.3)$$

L'enthalpie h_{a1} est calculée par le système d'équation :

$$s_1 = s(T_1, P_2) = s_{as1} = s_{asl} + X_{as}(s_{gas} - s_{las}) \quad (2.4)$$

$$h_{as} = h_{las} + X_{as}(h_{gas} - h_{las}) \quad (2.5)$$

$$n_{1a1} = \frac{h_1 - h_{a1}}{h_1 - h_{as}} \quad (2.6)$$

- **Fluide frigorigère :** l'équation de conservation d'énergie entre les points (2) et (a2) s'écrit

$$\frac{V_{a2}^2}{2} = h_2 - h_{a2} \quad (2.7)$$

L'enthalpie h_{a2} est calculée par le système d'équation :

$$s_2 = s(T_2, P_2) = s_{as1} = s_{asl} + X_{as}(s_{gas} - s_{las}) \quad (2.8)$$

$$h_{a2} = h_{la2} + X_{a2}(h_{ga2} - h_{la2}) \quad (2.9)$$

- L'équation de conservation d'énergie entre les points (b) et (3) s'écrit :

$$V_{a1} + wV_{a2} = (1 + w)V_b \quad (2.10)$$

$$\frac{V_b^2}{2} = h_3 - h_b \quad (2.11)$$

A partir d'une valeur fixée de la pression P_3 au point (3), et la pression de mélange P_x au point (c), on peut calculer le point (c) (h_c) avec le système d'équation suivant:

$$h_b = h_{lb} + X_b(h_{gb} - h_{lb}) \quad (2.12)$$

$$s_b = s_{lb} + X_b(s_{gb} - s_{lb}) \quad (2.13)$$

$$s_{cs} = s_b = s_{lcs} + X_{cs}(s_{gcs} - s_{lcs}) \quad (2.14)$$

$$h_{cs} = h_{lcs} + X_{cs}(h_{gcs} - h_{lcs}) \quad (2.15)$$

$$n_{bc} = \frac{h_b - h_{cs}}{h_b - h_c} \quad (2.16)$$

- **Section d'aire constante:** On suppose une valeur constante pour le rapport \dot{m}/A ($\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_e$). La pression et le nombre de Mach avant et après l'onde de choc sont calculés à partir des équations suivantes valables pour un écoulement isentropique.

$$M_c = \frac{V_c}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_c}} \quad (2.17)$$

$$M_d = \sqrt{\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_c^2}{k \cdot M_c^2 - \frac{k-1}{2}}} \quad (2.18)$$

$$\frac{P_d}{P_c} = \frac{1 + k \cdot M_c^2}{1 + k \cdot M_d^2} \quad (2.19)$$

- **Diffuseur** : l'enthalpie du mélange est calculée par le système d'équation suivant:

$$X_{ds} = \frac{s_c - s_{dl}}{s_{dg} - s_{dl}} \quad (2.20)$$

$$h_{ds} = h_{dl} + X_{ds}(h_{dg} - h_{dl}) \quad (2.21)$$

$$n_{dc} = \frac{h_c - h_d}{h_c - h_{ds}} \quad (2.22)$$

$$h_d = h_{dl} + X_d(h_{dg} - h_{dl}) \quad (2.23)$$

$$s_d = s_{dl} + X_d(s_{dg} - s_{dl}) \quad (2.24)$$

$$s_{3s} = s_d = s_{3l} + X_{3s}(s_{3g} - s_{3l}) \quad (2.25)$$

$$n_{d3} = \frac{h_d - h_3}{h_d - h_{3s}} \quad (2.26)$$

$$h_3 = f(P_3, T_3) \quad (2.27)$$

3.1.3 Géométrie de l'éjecteur: la géométrie de l'éjecteur est présentée dans la figure 3.2.

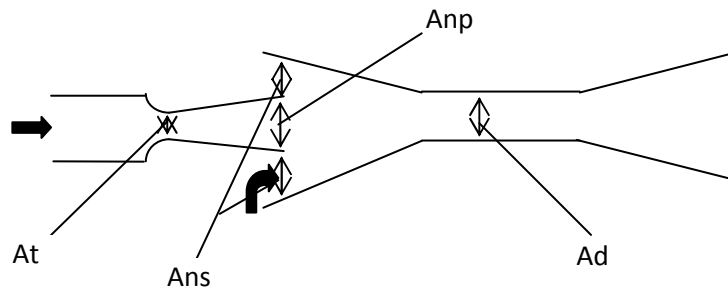


Fig.3.2 : les sections de l'éjecteur

La géométrie de l'éjecteur peut être calculée par les relations de Keenan et Neumann [42,43], valables si le processus dans l'éjecteur est isentropique :

$$\frac{A_t}{\dot{m}_g} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\rho \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T}} \quad (2.28)$$

$$\frac{A_t}{A_d} = \left(\frac{P_3}{P_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{(1+w) \cdot \left(1+w \cdot \frac{T_2}{T_1}\right)}} \cdot \frac{\left(\frac{P_d}{P_3}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{2}{k+1}}} \quad (2.29)$$

$$\frac{A_t}{A_{np}} = \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{2}{k+1}}} \quad (2.30)$$

$$\frac{A_{ns}}{A_{np}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_{a1}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} \cdot W \cdot \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (2.31)$$

Pour déterminer la longueur totale de l'éjecteur on utilise les dimensions proposées par ASHRAE [48].

Dimensions d'éjecteur supersonique suivant la norme de construction ASHRAE :

1. Les angles du cône de forme arrondie de convergent de la tuyère primaire de 8°-15°. Les angles du cône de mélange sont au sujet de 3-10°.
2. La longueur de la gorge est en général 3-5 diamètres de la gorge.
3. Le diffuseur subsonique est toujours conique dans la forme avec une gamme incluse d'angle de 5 à 12°.
4. La longueur du diffuseur subsonique est en général 4-12 diamètres de la gorge.

3.2 Bilan énergétique du système global:

Les puissances échangées dans les différents organes du système, le coefficient de performance théorique de la machine de Carnot (COP_{th}), et le coefficient de performance pratique (COP_p) sont calculés par les relations suivantes:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot (h_1 - h_6) \quad (2.32)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot (h_2 - h_5) \quad (2.33)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.34)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g + \dot{m}_e \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W} \quad (2.35)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_c \cdot (h_6 - h_4) / \rho_3 \quad (2.36)$$

$$COP_p = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}} \quad (2.37)$$

$$COP_{th} = \frac{T_e(T_c - T_e)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (2.38)$$

3.2 Processus de calcul

Les corrélations proposées par IAPWS en 2007 sont utilisées pour déterminer les propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau lors du cycle de la réfrigération (voir annexe).

La détente de la vapeur d'eau dans la tuyère primaire est accompagnée d'une condensation de la vapeur d'eau. Cette condensation peut provoquée un bouchon au niveau du col de la tuyère primaire. Pour éliminer ce risque, la vapeur d'eau entre dans la tuyère à l'état surchauffé ; la surchauffe est déterminée de telle façon à éviter la condensation au niveau du col de la tuyère primaire.

Condition initial:

Ce modèle permet de déterminer à l'avance l'état thermodynamique des fluides en plusieurs points de circuit. Aux points (1) et (2) (fig3.1) le fluide est sous forme de vapeur surchauffée, on peut trouver \dot{m}_e par rapport à une puissance frigorifique disponible (\dot{Q}_e). A la sortie du condenseur (point 4) (fig3.1), le fluide est sous forme liquide saturée. Comme condition d'initialisation de l'itération, le fluide en sortie d'éjecteur est considéré sous la forme de vapeur saturée à pression constante. Cela permet de calculer w pour une pression donnée.

Calcul:

Le processus du calcul est itératif. A partir des conditions initiales fixées (h_3, \dot{m}_e), les valeurs de toutes les autres variables d'état du cycle peuvent être déterminées jusqu'à la convergence du calcul. Les caractéristiques géométriques de l'éjecteur ainsi que le bilan énergétique global du système frigorifique sont finalement déduits. La figure 3.3 détaille l'algorithme de calcul.

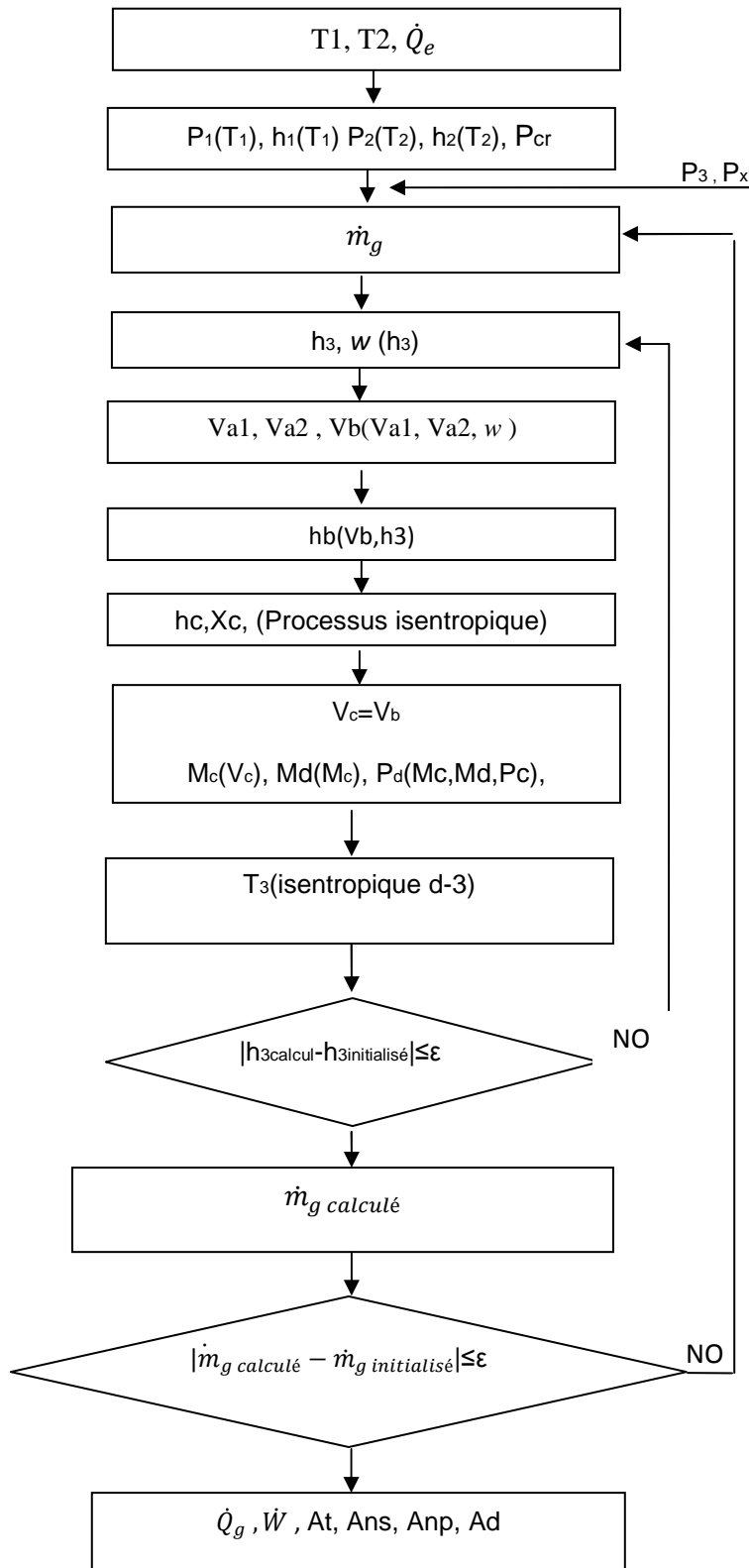


Fig.3.3 : Algorithme de modèle monodimensionnel de l'éjecteur

3.4 L'application de l'éjecteur dans un système de réfrigération :

Dans cette étude l'éjecteur est utilisé pour la production de froid pour l'utilisation domestique. On utilise une chaudière solaire pour produire le fluide moteur de l'éjecteur. La vapeur d'eau est utilisée comme fluide frigorigène.

3.4.1 Validation du modèle mathématique :

Le modèle du système tri-thermique décrit précédemment sera validé par comparaison avec les résultats expérimentaux et numériques obtenus par Alexis [25], qui pour le même système utilise l'ammoniac comme fluide frigorigère. Comme dans cette étude, le fluide utilisé est la vapeur d'eau, le modèle présenté ne pourra être validé que du point de vue qualitatif. Les paramètres étudiés pour cela seront : le COP, le rapport de débits massiques w et le nombre de Mach dans le canal de section constante.

- **Le COP du système de réfrigération:**

La figure suivante (fig.3.4) présente la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur pour les différentes valeurs de la pression de condensation. On remarque que, le COP varie proportionnellement avec la température de l'évaporateur (T_g) pour une pression du condenseur constante et il a une variation inversement proportionnelle avec la pression du condenseur (P_c) pour une température de l'évaporateur (T_e) constante.

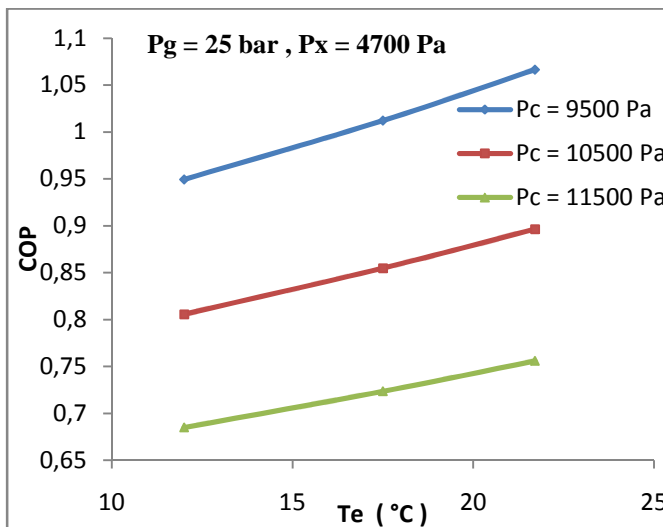


Fig.3.4 (a) variation de COP en fonction de la température de l'évaporateur pour différentes température de condensation

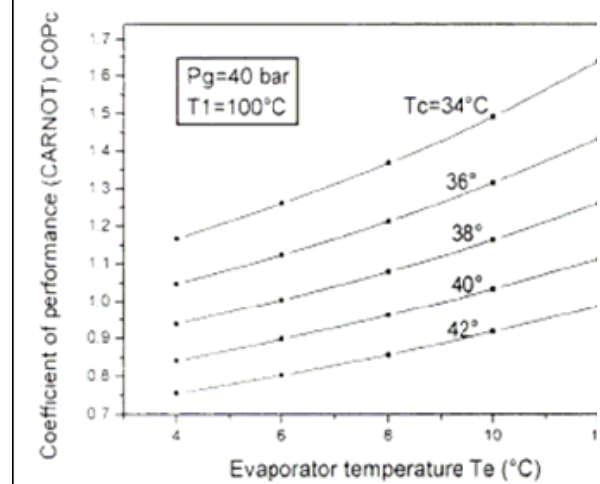


Fig.3.4 (b) variation de COP en fonction de la température de l'évaporateur mesurée par Alexis [25]

- **Le taux d'entraînement (w) :**

La figure suivante (fig.3.5) présente la variation du rapport d'entraînement (w) et le COP de cycle de réfrigération en fonction de la pression de condensation. On remarque que le taux d'entraînement suit la variation de COP (figure 3.5(a)), les deux diminuent avec l'augmentation de la pression de condensation. Alexis [25] a montré expérimentalement ces résultats (fig.3.5(b)).

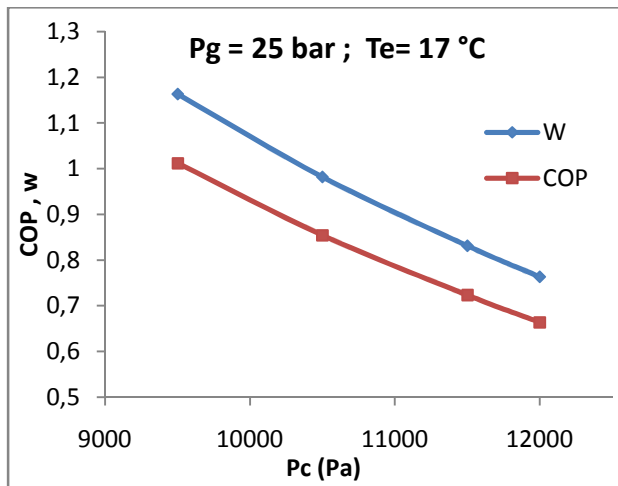


Fig. 3.5(a) : Variation de w et de COP en fonction de la pression de condensation

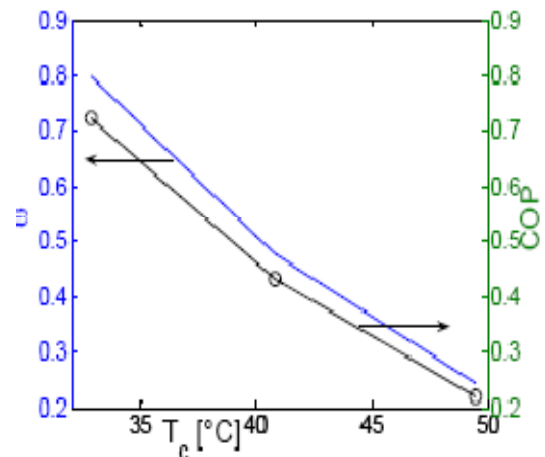


Fig. 3.5(b) : Variation de w et de COP en fonction de la pression de condensation mesurée par Alexis [25]

- **Le nombre de mach:**

L'influence de la pression de mélange sur le nombre de mach avant et après l'onde de choc est présentée dans la figure suivante (fig.3.6(a)). Avec l'augmentation de la pression de mélange, le nombre de Mach diminue avant l'onde de choc et augmente après l'onde de choc. Avec l'augmentation de la pression de condensation le nombre de Mach augmente avant l'onde de choc et diminue après l'onde de choc. Le même comportement de nombre de Mach en fonction de la pression du mélange pour différentes températures de condensations a été montré expérimentalement par Alexis [25].

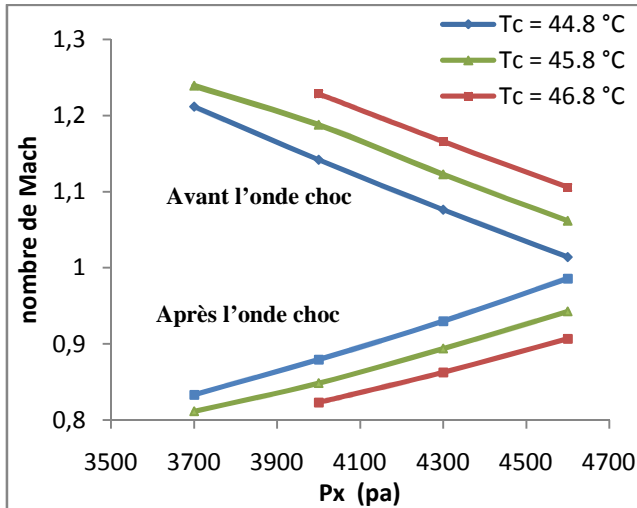


Fig.3.6 (a) : Nombre de Mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange

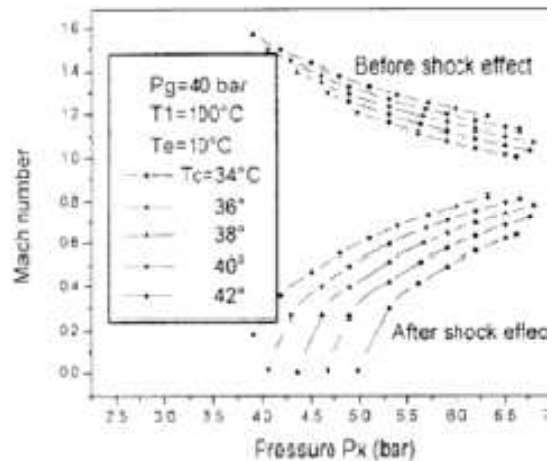
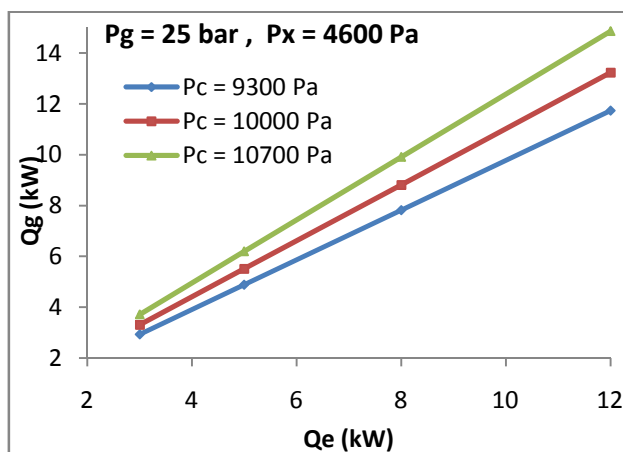


Fig.3.6 (b) : Nombre de Mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange mesurée par Alexis [25]

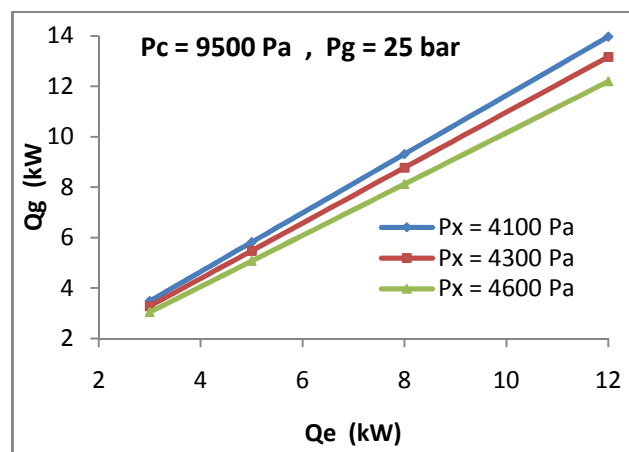
3.4.2 Application à la production de froid:

La figure suivante présente la puissance du générateur en fonction de la puissance de l'évaporateur pour des différentes pressions de condenseur avec une pression constante de mélange (P_x) (Fig.3.7.a) et pour des différentes pressions du mélange, pour une pression de condensation constante (P_3) (Fig.3.7.b).

La puissance motrice nécessaire au niveau du générateur augmente avec l'augmentation de la puissance de l'évaporateur pour des pressions de mélange (P_x) et de condensation (P_c) fixées, elle augmente aussi avec l'augmentation de la pression de condensation P_3 (fig.3.8) et la diminution de la pression de mélange P_x .



(a)



(b)

Fig.3.7: La puissance requise au générateur en fonction de la puissance au niveau de l'évaporateur : (a) pour différentes pressions de condensation, (b) pour différentes pressions de mélange

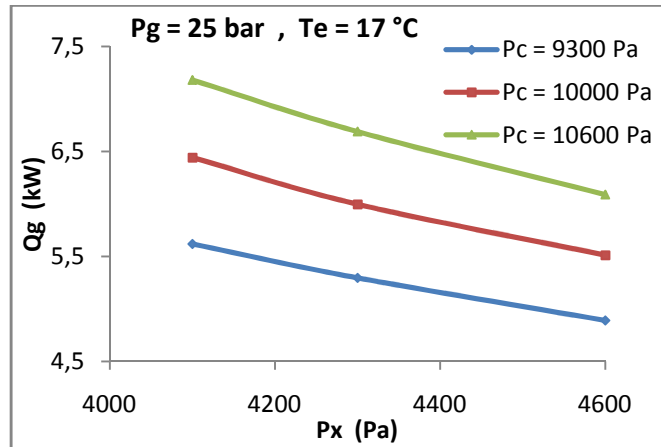


Fig.3.8: la puissance de générateur en fonction de la pression de mélange et la pression de condensation

3.4.3 Analyse des résultats

L'équation (2.32) montre que les deux paramètres qui influencent directement sur la puissance nécessaire au niveau du générateur sont l'échange d'enthalpie et le débit massique de vapeur dans le générateur. Comme l'état thermodynamique (1) (fig.3.1) à l'entrée de l'éjecteur est fixé, l'accroissement d'enthalpie est déterminé par l'enthalpie en entrée de la chaudière (6). L'enthalpie h_6 est fonction de la pression de condensation P_3 . La variation d'enthalpie h_6 (liquide saturé) est faible quand P_3 varie. Pour diminuer la puissance au niveau de la chaudière il faut diminuer le débit massique de fluide moteur.

Les propriétés thermodynamiques de la vapeur issue du générateur (P_1, T_1) sont fixées et indépendantes de la puissance au générateur. De même les propriétés thermodynamiques de la vapeur issue de l'évaporateur (P_2, T_2) sont fixées, avec de plus la condition que la vitesse d'aspiration de ce fluide en entrée d'éjecteur est sonique. Au regard de l'équation (2.31), on conclue que pour diminuer le débit de vapeur à travers le générateur (i.e. augmenter w avec m_e fixé), il faut réduire la section d'aspiration An_p .

D'autre part, une augmentation de w est aussi provoquée par une diminution de h_3 (équation (2.1)). L'état thermodynamique du fluide au point 3 est déterminé par l'état thermodynamique au point d (fig.3.1), lui-même directement gouverné par l'état thermodynamique du fluide dans la chambre de mélange (équation (2.19)). Ceci explique que pour diminuer la puissance du générateur (diminuer h_3 pour augmenter w) il faut augmenter la pression de mélange.

Par l'utilisation de modèle présenté dans ce chapitre et les données suivantes (tableau 2.1) on détermine les dimensions d'un éjecteur opérant dans les conditions suivantes :

Tableau 2.1 : Les données de fonctionnement de l'éjecteur

Pression de générateur	25 bar
Pression de l'évaporateur	0.02 bar
Pression de condenseur	0.095 bar
Rendement isentropique de la tuyère primaire	0.9
Rendement isentropique de la chambre de mélange	0.8
Rendement isentropique du diffuseur de la tuyère secondaire	0.8

Les résultats de notre modèle sont présentés dans le tableau suivant

Tableau 2.2 : les résultats de modèle théorique de l'éjecteur

Taux d'entraînement (w)	1.163
Coefficient de performance	1.01
Débit de fluide primaire	$1.832 \cdot 10^{-3}$ kg/s
Puissance de générateur	4.938 kW
Degrés de surchauffe	26.8 °C
Débit de fluide secondaire	$2.131 \cdot 10^{-3}$ kg/s
Surface de col	$5.512 \cdot 10^{-3}$ cm ²
Surface de sortie de la tuyère primaire	$0.328 \cdot 10^{-3}$ cm ²
Surface de canal à section constante	2.739 cm ²
Surface d'aspiration de fluide secondaire	88.37 cm ²

Dans cette partie on a déterminé les dimensions d'un éjecteur fonctionnant dans un cycle de réfrigération.

Cette partie montre que les performances de l'éjecteur et du cycle de réfrigération dépendent des conditions opératoires (la température du générateur, la pression du condenseur et la température de l'évaporateur).

4. L'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique :

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 collecteurs sont utilisés : les collecteurs plats pour des températures inférieures à 100 °C, les collecteurs plats avec des tubes vides généralement pour des températures entre 100 °C et 150 °C et les collecteurs de type cylindro-parabolique généralement pour des températures supérieures à 150 °C [26]. 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 solaires en énergie thermique, utilisant l'eau comme fluide caloporteur.

4.1 Généralités sur les concentrateurs cylindro-paraboliques :

Pour les applications de moyenne et haute température (>150 °C), on utilise les concentrateurs cylindro-paraboliques. Un concentrateur solaire cylindro-parabolique contient un tube circulaire « absorbeur » avec une couche sélective convenable, entouré par une enveloppe en verre concentrique, situé le long de la ligne focale (fig.4.1).

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'altitude du lieu.

Il offre un bon rendement dans la gamme des températures entre 150 et 350°C.

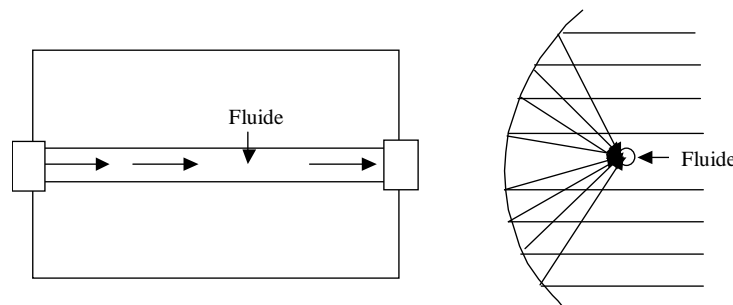


Fig.4.1: fonctionnement d'un capteur cylindro-parabolique

4.1.1 L'équation caractéristique :

Pour un concentrateur cylindro-parabolique (CCP) l'équation générale, en coordonnées cartésiennes, s'écrit :

$$X^2 = 4 \cdot f \cdot Y$$

Où f : la distance focale.

L'ouverture du concentrateur W en fonction de l'angle d'ouverture (φ) (fig.4.2) est donnée par l'équation :

$$W = 2r \sin \varphi = 4f \tan \frac{\varphi}{2}$$

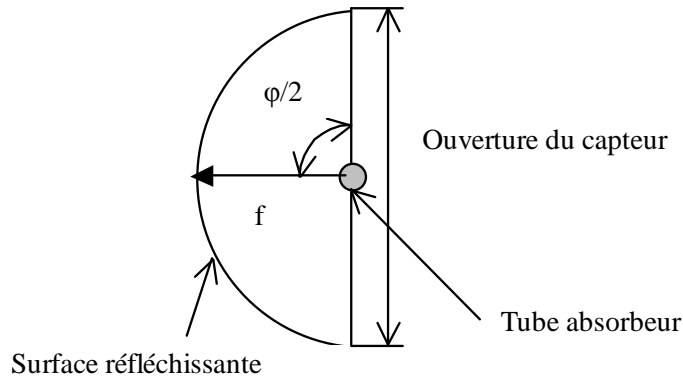


Fig.4.2: dimensions relatives à un concentrateur cylindro-parabolique.

4.1.2 Taux de concentration [44]

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.

$$C = S_c / S_a$$

S_c : la surface de l'ouverture.

S_a : la surface de l'absorbeur.

- Les faibles concentrations ($1 < C < 10 \Rightarrow T_c \approx 150^\circ\text{C}$);
- Les moyennes concentrations ($10 < C < 100 \Rightarrow 500 > T_c > 150^\circ\text{C}$);
- Les fortes concentrations ($C \geq 100 \Rightarrow T_c \geq 500^\circ\text{C}$).

4.2 Les performances thermiques 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.4.3, il est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique.

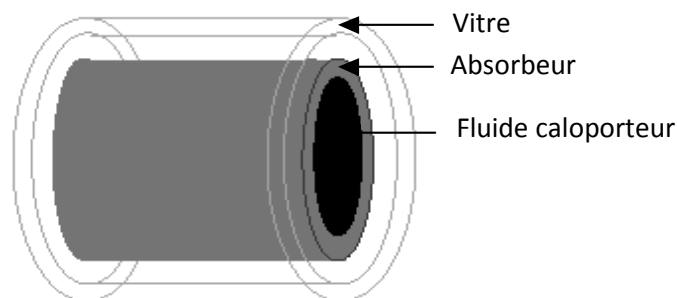


Fig.4.3. : schéma d'un élément de l'absorbeur

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 4.4. et 4.5

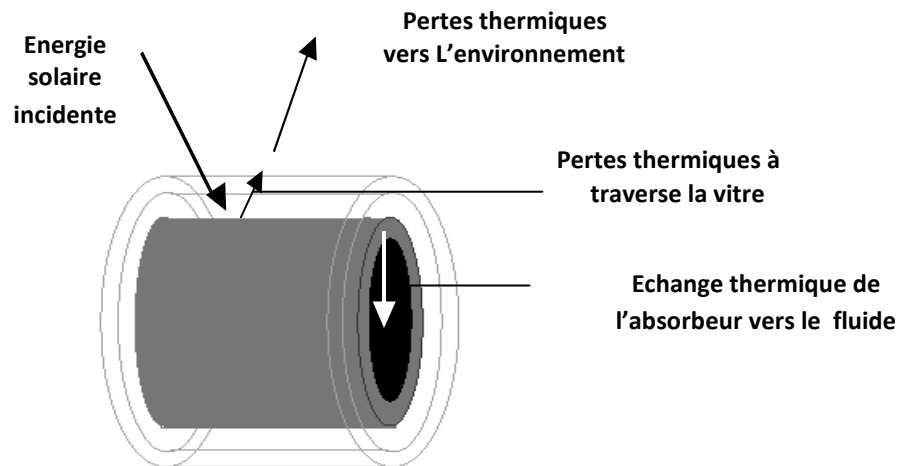


Fig.4.4. : Schématisation du transfert thermique entre les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique.

4.3 Echanges thermiques dans l'absorbeur :

4.3.1 Bilan thermique :

Pour le calcul du bilan énergétique on pose comme hypothèses :

- Le régime est permanent.
- Le fluide caloporteur est incompressible.
- La forme de parabole est symétrie.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- Les variations temporelles dans l'épaisseur de l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
- L'échange par conduction dans l'absorbeur et la vitre est négligeable.
- L'effet de l'ombre de l'absorbeur sur le miroir est négligeable.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.
- Les radiations solaires sont constantes

La modélisation de l'absorbeur est basée sur les bilans énergétiques pour définir les trois températures : T_F (Fluide), T_A (absorbeur) et T_V (vitre), ces températures varient suivant la longueur z de l'absorbeur (fig.4.5).

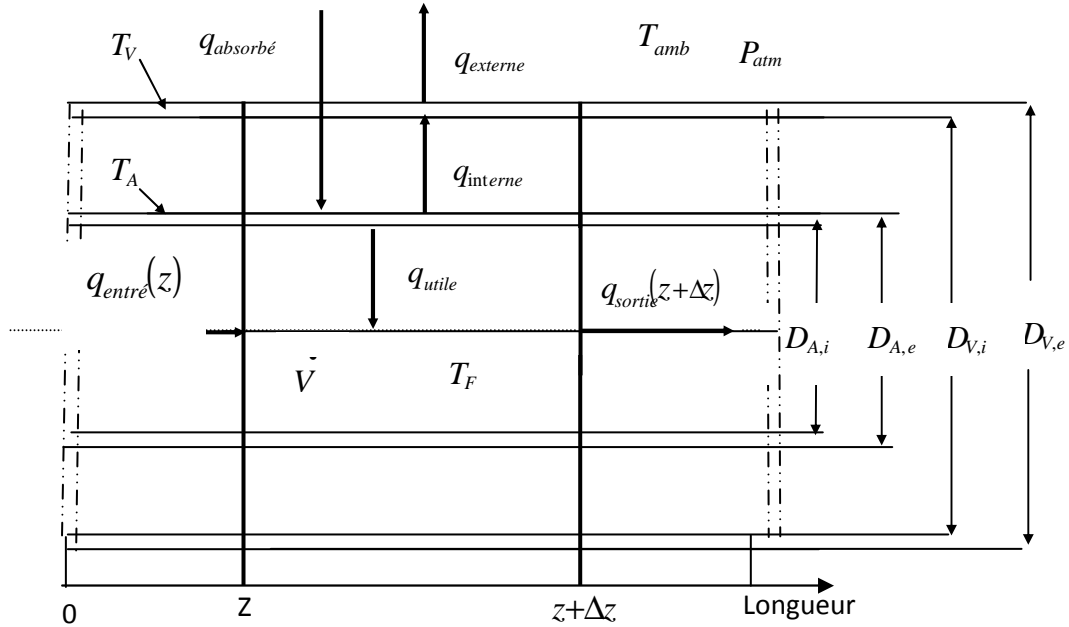


Fig.4.5 : Bilan thermique d'un élément de surface du collecteur cylindro-parabolique

a. Bilan énergétique pour le fluide:

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

$$(\Delta Q_F(z, t)) = q_{\text{entrée}}(z) - q_{\text{sortie}}(z + \Delta z) + q_{\text{utile}}(z). \quad (4.1)$$

La quantité de chaleur récupérée par le fluide $\Delta Q_F(z, t)$ dans l'intervalle Δz est donnée par :

$$\Delta Q_F(z, t) = \rho_F \cdot c_F \cdot A_{A, \text{interne}} \Delta z \cdot T_F(z) \quad (4.2)$$

Où

ρ_F : Densité de fluide.

c_F : Chaleur spécifique du fluide.

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

$$A_{A, interne} = \pi \cdot D_{A, i}$$

On note que toutes les propriétés thermophysiques de fluide sont considérées en fonction de la température.

La quantité de chaleur à l'entrée et à la sortie dans l'élément de longueur Δz est donnée par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} q_{entree}(z) &= \rho_F \cdot c_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z) \\ q_{sortie}(z + \Delta z) &= \rho_F \cdot c_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z + \Delta z) \end{aligned} \quad (4.3)$$

\dot{V} : est le débit volumique du fluide s'écoulant l'absorbeur, $q_{utile}(z, t)$ est le flux de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide

L'insertion des équations (4.2), (4.3) dans (4.1) nous donne la relation suivante :

$$\rho_F \cdot c_F \cdot A_{A, interne} \cdot \Delta z \cdot T_F(z) = \rho_F \cdot c_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z) - \rho_F \cdot c_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z + \Delta z) + q_{utile}(z) \quad (4.4)$$

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

$$\frac{\partial T_F(z)}{\partial z} = \frac{T_F(z + \Delta z) - T_F(z)}{\Delta z} \quad (4.5)$$

Division de l'équation (4.4) par Δz , et après substitution (4.5), on obtient:

$$\rho_F \cdot c_F \cdot A_{A, interne} \cdot T_F = - \rho_F \cdot c_F \cdot \dot{V} \cdot \frac{\partial T_F(z)}{\partial z} + q_{utile}(z) \cdot \Delta z \quad (4.6)$$

b. Bilan énergétique pour l'absorbeur :

Le bilan énergétique pour l'absorbeur est donné par la relation suivante:

$$\left(\Delta Q_A(z) \right) = \left(q_{absorbé} - q_{interne}(z) - q_{utile}(z) \right) \cdot \Delta z \quad (4.7)$$

ΔQ_A : La quantité de chaleur dans l'absorbeur est exprimée par :

$$\Delta Q_A (z) = \rho_A . c_A . A_A . \Delta z . T_A (z). \quad (4.8)$$

Où

ρ_A : la densité

c_A : la chaleur spécifique de l'absorbeur.

A_A : la surface de l'absorbeur.

Après substitution de (4.8) dans (4.7), on obtient à l'expression :

$$\rho_A . c_A . A_A T_A (Z) = q_{\text{absorbé}} - q_{\text{interne}} (z) - q_{\text{utile}} (z) \quad (4.9)$$

c. bilan énergétique de la vitre :

De la même façon le bilan énergétique pour le vitre est donné par :

$$\rho_V . c_V . A_V T_V = q_{\text{interne}} (z) - q_{\text{externe}} (z) \quad (4.10)$$

avec

ρ_V : est la densité du vitrage.

c_V : est la chaleur spécifique du vitrage .

4.3.2 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 :

$$q_{\text{utile}} = h_F A_{A,\text{interne}} (T_A - T_F) \quad (4.11)$$

Dont l'expression du coefficient d'échange thermique par convection h_f dépend essentiellement du régime d'écoulement du fluide, données souvent la relation suivante :

$$h_F = \frac{Nu \cdot k_F}{D_{A,i}} \quad (4.12)$$

Avec

k_F : est la conductivité thermique du fluide.

Nu : étant le nombre de Nusselt.

$$Nu = 0.023 \cdot Re_f^{4/5} \cdot Pr_f^{0.4} \quad (4.13)$$

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

$$Re_F = \frac{4\rho_F \dot{V}_F}{\pi D_{A,i} \mu_F} \quad (4.14)$$

μ_F : la viscosité dynamique du fluide.

- Pr_F : étant le nombre de Prandtl :

$$Pr_F = \frac{\nu_F}{\alpha_F} \quad (4.15)$$

Où : ν_F la viscosité cinématique défini par :

$$\nu_F = \frac{\mu_F}{\rho_F} \quad (4.16)$$

α_F est la diffusivité thermique du fluide :

$$\alpha_F = \frac{k_F}{\rho_F \cdot c_F} \quad (4.17)$$

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:

$$q_{interne} = q_{interne, convection} + q_{interne, rayonnement} \quad (4.18)$$

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

$$q_{inetrne, rayonnement} = \frac{\sigma A_{A, externe} (T_A^4 - T_V^4)}{\frac{1}{\epsilon_A} + \frac{1 - \epsilon_V}{\epsilon_V} \left(\frac{D_{A, e}}{D_{V, i}} \right)} \quad (4.19)$$

Où :

σ : est le constante de Stefan-Boltzmann : $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$

ϵ_A : est l'émissivité de l'absorbeur .

ϵ_V : est l'émissivité du vitrage.

L'échange thermique interne par convection $q_{inetrne, convection}$ 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 :

$$q_{inetrne, convection} = \frac{2\pi k_{eff, Air}}{\ln(D_{V, i} / D_{A, e})} (T_A - T_V) \quad (4.19)$$

Avec $K_{eff, Air}$ est la conductivité thermique équivalente de l'air qui et donnée par la relation:

$$\frac{k_{eff, Air}}{k_{Air}} = 0.386 \left(\frac{\text{Pr}_{Air}}{0.861 + \text{Pr}_{Air}} \right)^{1/4} \left(\frac{[\ln(D_{V, i} / D_{A, e})]^4}{L^3 (D_{A, e}^{-3/5} + D_{V, i}^{-3/5})^3} Ra_L \right)^{1/4} \quad (4.20)$$

Où L : est l'épaisseur moyenne de la couche annulaire située entre l'absorbeur et le vitrage, égale à :

$$L = 0.5 (D_{V, i} - D_{A, e}) \quad (4.21)$$

Ra_L : est le nombre de Rayleigh qui est donné par l'expression suivante :

$$Ra_L = \frac{g \beta_{air} (T_A - T_V) L^3}{\alpha_{air} \nu_{air}} \quad (4.22)$$

avec

g : est la gravité ($g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$).

β_{air} : le coefficient de dilatation thermique volumétrique de l'air.

α_{air} : la diffusivité thermique de l'air calculé par :

$$\alpha_{air} = \frac{k_{air}}{\rho_{air} \cdot c_{p,air}} \quad (4.23)$$

ρ_{air} , $c_{p,air}$ et k_{air} sont respectivement la densité, chaleur spécifique et conductivité thermique de l'air. La viscosité cinématique de l'air est donnée par :

$$\nu_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} \quad (4.24)$$

μ_{air} : est la viscosité dynamique de l'air

Toutes les propriétés thermodynamiques de l'air, dans l'espace annulaire ; α_{air} , β_{air} , $c_{p,air}$, k_{air} , μ_{air} , ν_{air} , Pr_{air} et ρ_{air} dépendent de la température moyenne dans l'espace

D'autre part la température moyenne de la lame d'air dans l'espace annulaire, peut être exprimé par :

$$T_{moy, annulaire} = 0.5 \cdot (T_A + T_V) \quad (4.25)$$

c. échange thermique entre le vitrage et le milieu ambiant :

On assume que le transfert thermique entre l'enveloppe transparente et l'environnement est aussi du à l'échange par convection et par rayonnement.

$$q_{externe} = q_{externe, convection} + q_{externe, rayonnement} \quad (4.26)$$

La quantité de chaleur convective $q_{externe, convection}$ du vitre vers l'environnement est exprimées par :

$$q_{externe, convection} = h_v A_{V, externe} (T_V - T_{amb}) \quad (4.27)$$

h_v : étant le coefficient d'échange du au vent, défini par les relations suivantes [45] :

$$h_v = 4 \cdot V^{0.58} \cdot D^{0.42} \quad (4.28)$$

V : est la vitesse du vent en $[m.s^{-1}]$.

La quantité de chaleur par rayonnement du vitrage vers l'environnement $q_{externe, rayonnement}$ peut être exprimée par la relation :

$$q_{externe, rayonnement} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_{V, externe} (T_V^4 - T_{amb}^4) \quad (4.29)$$

On supposé que la température du ciel est égale à la température ambiante ($T_{ciel} = T_{amb}$), hypothèse prévoir dans le plus part des travaux [44,45,47].

Remarque:

On néglige le transfert de chaleur par conduction dans tous les éléments de l'absorbeur [44,45,47].

4.4 L'énergie absorbée par le fluide caloporteur :

La surface de l'absorbeur « S_a » recevant la même puissance que « S_c » on peut dire que la concentration a pour effet d'augmenter la puissance par unité de surface c.a.d, le flux en (W/m^2) au niveau de « S_a ». Mais il y a des pertes optiques autour l'enveloppe et l'absorbeur, par conséquent la puissance reçue par l'absorbeur est égale [47] :

$$q_{absorbé} = L \cdot W_{eff} \cdot \gamma \cdot (\tau\alpha) \cdot \rho \cdot S \quad (4.30)$$

Où :

L : la longueur de concentrateur

ρ : facteur de réflectance du miroir.

$(\alpha\tau)$: produit de coefficient transmission de la couverture et le facteur l'absorption du récepteur.

γ : facteur d'interception.

4.5 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 [46], 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 :

$$q_{\text{perte}} = \frac{U_L}{C} (T_A - T_{\text{amb}}) \quad (4.31)$$

$$U_L = \left[1 / \left[C (T_A - T_V)^{0.25} + \frac{\sigma (T_A^2 + T_{\text{amb}}^2) (T_A + T_{\text{amb}})}{1/\varepsilon_A - (D_{A,i}/D_{A,e}) (1/\varepsilon_V - 1)} \right] \right. \\ \left. + \left(\frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{1}{h_w + \sigma \varepsilon_V (T_V^2 - T_{\text{amb}}^2) (T_V + T_{\text{amb}})} + \left(\frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{e_g}{k_V} \right]^{-1} \quad (4.32)$$

Où C est calculé par :

$$C = \frac{17.74}{(T_A - T_V)^{0.4} \cdot D_{A,i} (D_{A,i}^{-0.75} + D_{A,e}^{-0.75})} \quad (4.33)$$

4.6 Processus de calcul :

La résolution de problème commence par la discrétisation de l'absorbeur en plusieurs tranches élémentaires, où chaque élément est défini par un indice j de la longueur (Δz) figure (4.6). On suppose que les températures T_F , T_A et T_V sont uniformes dans la tranche j.

Où $\Delta z = \frac{\text{longueur}}{j_0}$, j_0 est le nombre total des tranches de chaque tube absorbeur.

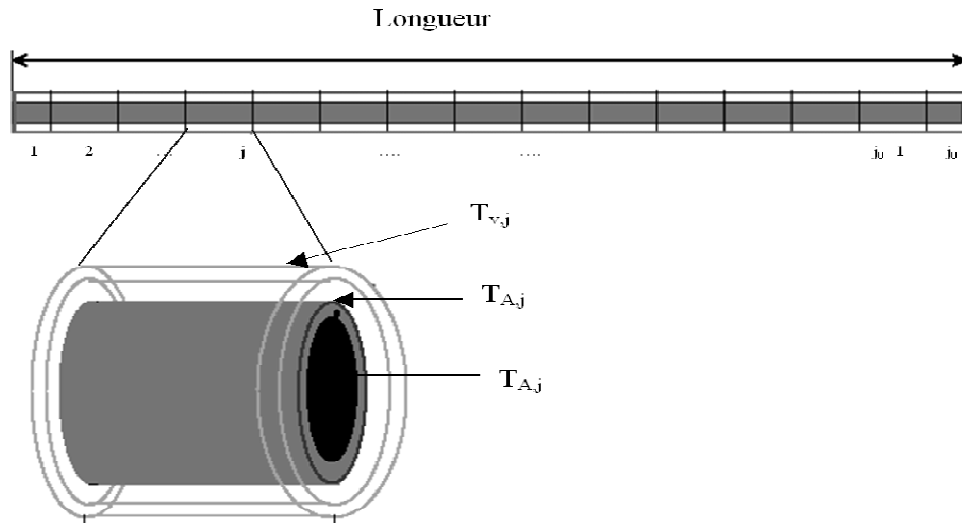


Fig.4.6 : Discrétisation d'un élément de l'absorbeur.

4.7 Programme de calcul :

Un programme informatique a été développé pour déterminer les dimensions du concentrateur solaire.

1^{ère} étape : Introduction des données :

- Les paramètres géométriques du concentrateur ;
- Les paramètres optiques du concentrateur ;
- La vitesse de vent ;
- La longueur Δz
- Température ambiante ;
- Température du fluide a l'entrée de l'absorbeur.
- Température du fluide à la sortie de l'absorbeur.

2^{ème} étape :

- Calcul de la puissance absorbée par l'absorbeur ;

3^{ème} étape :

- Calcul des propriétés thermo physiques du fluide caloporteur (eau).

- Calcul des propriétés thermo physiques de l'air en fonction de la température moyenne dans l'espace annulaire.
- Calcul de la température de fluide $T_{F,j}$ de chaque tranche de l'absorbeur ;
- Calcul de la température de l'absorbeur $T_{A,j}$ de chaque tranche;
- Calcul la température de vitre $T_{V,j}$ de chaque tranche;

4^{ème} étape :

- Calcul Des pertes thermiques dans chaque tranche
- Calcul de la nouvelle longueur de chaque tranche pour maintenir la même température de sortie

Finalement, au fur et à mesure de l'incrémentatation de la longueur de chaque tranche, on détermine la longueur du collecteur solaire.

Les données de programme de calcul sont présentées dans les tableaux 4.1 et 4.2

Tableau 4.1 : Paramètres géométriques du collecteur considéré

données	Valeur
Diamètre interne de l'absorbeur, $D_{A,i}$	1.25 cm
Diamètre externe de l'absorbeur, $D_{A,e}$	1.4 cm
Diamètre interne de la vitre, $D_{V,i}$	1.75 cm
Diamètre externe de la vitre, $D_{V,e}$	2 cm
Le taux de concentration	60
Débit de fluide caloporteur	0.00546 kg/s
Température d'entrée	53 °C
Température de sortie	258 °C

Tableau 4.2 : Propriétés optiques des matériaux utilisés.

Propriétés	valeur
Coefficient d'absorption du tube absorbeur, α	0.8
Transmittivité du type de vitre, τ	0.8
Reflectance de la surface du miroir ρ	0.85
Emissivité du tube absorbeur (visible), ϵ_A	0.85
Emissivité du tube du vitrage, ϵ_V	0.9

- **Les dimensions du collecteur** : les résultats du programme de calcul sont donnés dans le tableau suivant.

Tableau 4.3 : les dimensions du collecteur solaire

La longueur du concentrateur	4.77 m
l'ouverture du concentrateur	2.63 m
La surface du collecteur	12.6 m ²
Le rendement du collecteur	39.2%

4.8 L'influence des conditions opératoires de l'éjecteur sur les dimensions du collecteur :

La figure suivante montre l'influence de la pression de condensation et la température de l'évaporateur sur les dimensions du collecteur solaire.

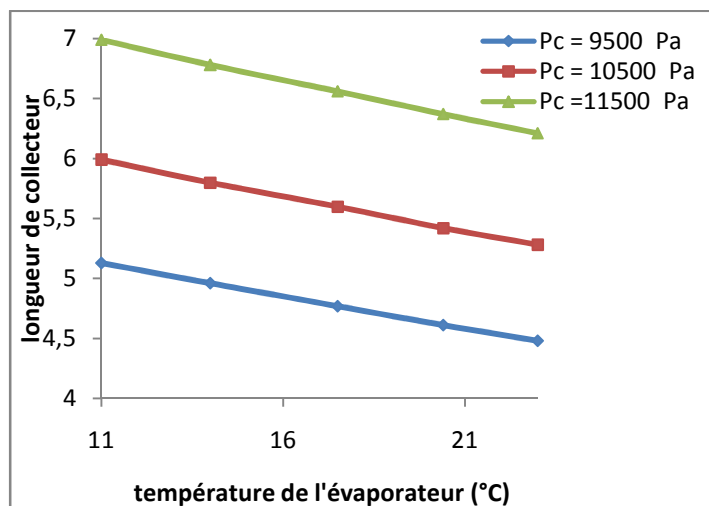


Fig.4.7 : la longueur de collecteur solaire en fonction de la température de l'évaporateur et la pression du condenseur

La longueur du concentrateur solaire augmente avec : La diminution de la température de l'évaporateur et la pression de condensation.

Conclusion :

Pridasawas, W. et al [51] a utilisé des collecteur plat pour la production de froid par cycle à éjecteur. Ils ont trouvé que pour produire 4 kw de froid il faut un collecteur de 50 m² de surface.

Dans notre travail, on a utilisé un collecteur de type cylindro-parabolique pour la production du froid par cycle à éjecteur. On a trouvé, pour produire 5 kW du froid il faut un collecteur de 12.6 m² de surface.

On peut dire que l'utilisation d'un collecteur de type cylindro-parabolique diminue la surface de collecteur.

5. L'analyse exergetique :

L'analyse thermodynamique des systèmes énergétiques a pour but de déterminer le rendement énergétique de système étudié, ce rendement est défini comme le rapport entre l'énergie utile et l'énergie utilisée. Ces énergies peuvent être de même types ou de types différentes (chimiques, thermiques, mécaniques, électriques, etc.). Cette analyse découle directement des applications liées au premier principe de la thermodynamique, et qui ne prend pas en compte que les quantités d'énergie sans aucune référence à la qualité qui est y associé selon le deuxième principe.

Associer l'exergie à l'énergie dans l'analyse des systèmes énergétiques revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'analyse devient nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique [50].

5.1 Exergie d'un système quelconque :

On peut définir l'exergie comme suit : « l'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le supersystème (constitué du système et de son milieu ambiant), qui permettra à cette quantité d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant » [49].

Cette partie a pour but de déterminer les conditions opératoires optimales, du point de vue thermodynamique pour le système de réfrigération à éjecteur, utilisant l'énergie solaire par l'étude de l'impact des différentes pertes exergetiques dans les différents composants du système de réfrigération.

L'analyse est effectuée par la mise en œuvre d'un bilan énergétique et exergetique du système de réfrigération. Ainsi les irréversibilités produites par chaque élément sont calculées.

L'équation du bilan exergetique pour un système en régime permanent peut être écrite comme suite :

L'exergie total entrée dans le système = l'exergie total sortie du système +
l'exergie détruite par le système.

$$\sum_i Ex_e = \sum_i Ex_s + I_T$$

Les irréversibilités du système sont la somme des irréversibilités de chaque élément du système de réfrigération.

$$I_T = \sum_i I_i$$

5.2 Exergie du système de réfrigération à éjecteur :

Le système de réfrigération est composé de deux sous-systèmes : le sous-système solaire et le sous-système de la réfrigération à éjecteur. Ce système de la réfrigération mis en jeu trois types d'énergies ; l'énergie solaire (les radiations solaire), l'énergie thermique et l'énergie mécanique (ou électrique pour entraîner la pompe).

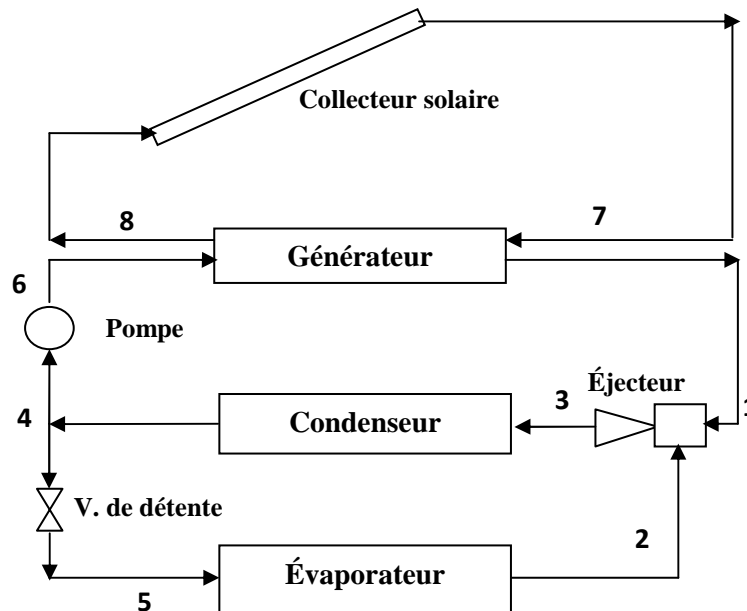


Fig.6.1 : Le système de réfrigération à éjecteur

5.2.1 Le sous-système solaire (le collecteur solaire) :

Le collecteur solaire transforme les radiations solaires en énergie thermique. Plusieurs méthodes sont proposées pour le calcul de l'exergie radiative. On utilise la formule suivante [52].

L'exergie reçue par le collecteur (Ex_{col}) est :

$$Ex_{col} = Q_{col} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{ref}}{T_{sol}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_{ref}}{T_{sol}} \right)$$

Q_{col} : énergie solaire reçue par le collecteur.

L'exergie reçue par le fluide caloporteur à travers l'absorbeur du collecteur solaire est :

$$Ex_{fl} = Q_u \left(1 - (T_{ref}/T_{cs}) \right)$$

Q_u : C'est l'énergie thermique reçue par le fluide caloporteur à travers l'absorbeur.

La perte en exergie liée à la transformation de l'exergie de l'absorbeur au fluide caloporteur est :

$$I_{cs} = Ex_{col} - Ex_{fl}$$

5.2.2 Le sous-système de réfrigération à éjecteur [53] :

Le sous-système de réfrigération à éjecteur est composé de deux boucles ; la boucle motrice est composée de : l'éjecteur, le condenseur, la pompe et le générateur de vapeur. La boucle frigorifique est composée de : l'éjecteur, le condenseur, l'évaporateur et la vanne de détente.

Dans cette partie, on calcule les irréversibilités produites par chaque composant.

- **Générateur :**

L'exergie disponible au niveau du générateur (Ex_g) est :

$$Ex_g = Q_g \left(1 - (T_{ref}/T_g) \right)$$

La perte d'exergie : le générateur est un échangeur de chaleur à contre courant, l'équation du bilan exergetique est : (fig.6.1)

$$Ex_6 + Ex_8 = Ex_1 + Ex_7 + I_g$$

$$Ex_1 = m_g [(h_1 - h_0) - T_{ref}(S_1 - S_0)]$$

$$Ex_6 = m_g [(h_6 - h_0) - T_{ref}(S_6 - S_0)]$$

$$Ex_8 = m_{cs} [(h_8 - h_0) - T_{ref}(S_8 - S_0)]$$

$$Ex_7 = m_{cs} [(h_7 - h_0) - T_{ref}(S_7 - S_0)]$$

La perte de l'exergie dans le générateur (I_g) est :

$$I_g = T_{ref} \cdot [m_g \cdot (S_1 - S_6) + m_{cs} \cdot (S_7 - S_8)]$$

- **Éjecteur** : la perte de l'exergie dans l'éjecteur est (I_j):

$$Ex_1 + Ex_2 = Ex_3 + I_{ej}$$

$$Ex_2 = m_e [(h_2 - h_0) - T_{ref}(S_2 - S_0)]$$

$$Ex_3 = (m_g + m_e) [(h_3 - h_0) - T_{ref}(S_3 - S_0)]$$

$$I_{ej} = T_{ref} \cdot [(m_e - m_g) \cdot S_3 - m_g S_1 - m_e \cdot S_2]$$

- **Condenseur** : la perte de l'exergie dans le condenseur est (I_c) :

$$Ex_3 = Ex_4 + I_c$$

$$Ex_4 = (m_g + m_e) [(h_4 - h_0) - T_{ref}(S_4 - S_0)]$$

$$I_c = T_{ref} \cdot [(m_e + m_g) \cdot (S_4 - S_3) + (Q_c/T_{ref})]$$

- **Pompe** : la perte de l'exergie dans la pompe est (I_p) :

$$Ex_4 + W_p = Ex_6 + I_g$$

$$Ex_4 = m_g \cdot [(h_4 - h_0) - T_{ref}(S_4 - S_0)]$$

$$I_p = w_p + m_g \cdot ((h_4 - h_6) - T_{ref} \cdot (S_6 - S_4))$$

- **Vanne de détente** : la perte de l'exergie dans la vanne de détente est (I_{vd}) :

$$Ex_{4v} = Ex_5 + I_{vd}$$

$$Ex_{4v} = m_e \cdot [(h_4 - h_0) - T_{ref}(S_4 - S_0)]$$

$$Ex_5 = m_e \cdot [(h_5 - h_0) - T_{ref}(S_5 - S_0)]$$

$$I_{vd} = m_e \cdot (T_{ref} \cdot (S_5 - S_4))$$

- **Evaporateur :**

L'exergie livrée à l'évaporateur est :

$$Ex_{ev} = Q_e \left(1 - (T_{ref}/T_m)\right)$$

La perte de l'exergie dans l'évaporateur est (I_{ev}) :

$$Ex_5 + Q_e(T_{ref}/T_e) = E_2 + I_{ev}$$

$$Ex_2 = m_e \cdot [(h_2 - h_0) - T_{ref}(S_2 - S_0)]$$

$$I_{ev} = T_{ref} \cdot [m_e \cdot (S_2 - S_5) + (Q_e/T_m)]$$

La perte exergetique totale : la perte totale de l'exergie est la somme de pertes de chaque élément du système de réfrigération.

$$I_t = I_{sc} + I_{ej} + I_g + I_c + I_p + I_{vd} + I_{ev}$$

5.3 Les Performances du système de réfrigération:

5.3.1 Performances énergétiques :

La définition du COP du système de réfrigération à éjecteur est :

$$COP_{thermique} = \frac{Q_e}{Q_g}$$

La performance énergétique du système globale (η_{en}) (système de réfrigération à éjecteur et le collecteur solaire) est définie comme :

$$\eta_{en} = \frac{Q_e}{Q_{cs}} = \frac{Q_e}{Q_g} \cdot \frac{Q_g}{Q_{cs}} = COP_{thermique} \cdot \eta_{sc}$$

La performance exergetique (η_{ex}) du cycle de réfrigération à éjecteur est :

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{ev}}{Ex_g + Ex_p}$$

5.3.2 Performances exergetiques :

La performance exergetique du cycle de réfrigération globale (η_{enG}) (cycle de la réfrigération à éjecteur et le cycle du collecteur solaire) est :

$$\eta_{enG} = \frac{Ex_{ev}}{Ex_{sol} + Ex_p}$$

5.4 L'analyse énergétique et exergetique :

L'analyse exergetique du système de réfrigération à éjecteur utilisant de la vapeur d'eau produite par une chaudière solaire est basée sur les données suivantes :

- Le rayonnement solaire est : 1000 w/m²
- Le collecteur solaire utilisé est de type cylindro-parabolique avec une surface d'ouverture de 12.6 m².
- Le réfrigérant utilisé est l'eau.
- La température à la sortie du collecteur solaire est supérieure de 8 °C à celle du générateur.
- La puissance frigorifique est 5 kW
- La température ambiante est 30 °C, elle est la température de référence pour l'analyse exergetique.
- La température du générateur est de 250 °C.
- La température du condenseur Tc = 44.8 °C.
- La température de l'évaporateur Te = 17 °C.

5.4.1 Bilan énergétique :

Le bilan énergétique pour le système global est présenté dans la figure suivante

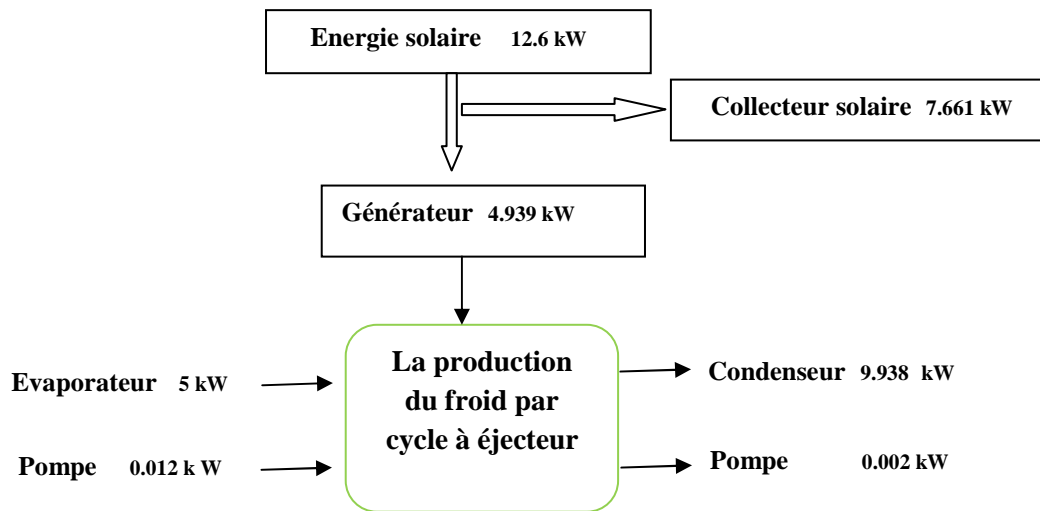


Fig6.2 : bilan énergétique du cycle de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire

Le coefficient de performance du cycle de réfrigération à éjecteur est $COP = 1.01$, et l'efficacité de notre collecteur solaire de (cylindro-parabolique) est $\eta_{cs} = 39.2\%$. L'efficacité globale du système de réfrigération est $\eta_{enG} = 39.6\%$.

5.4.2 Bilan exergetique :

Le bilan exergetique pour le système global est présenté dans la figure suivante

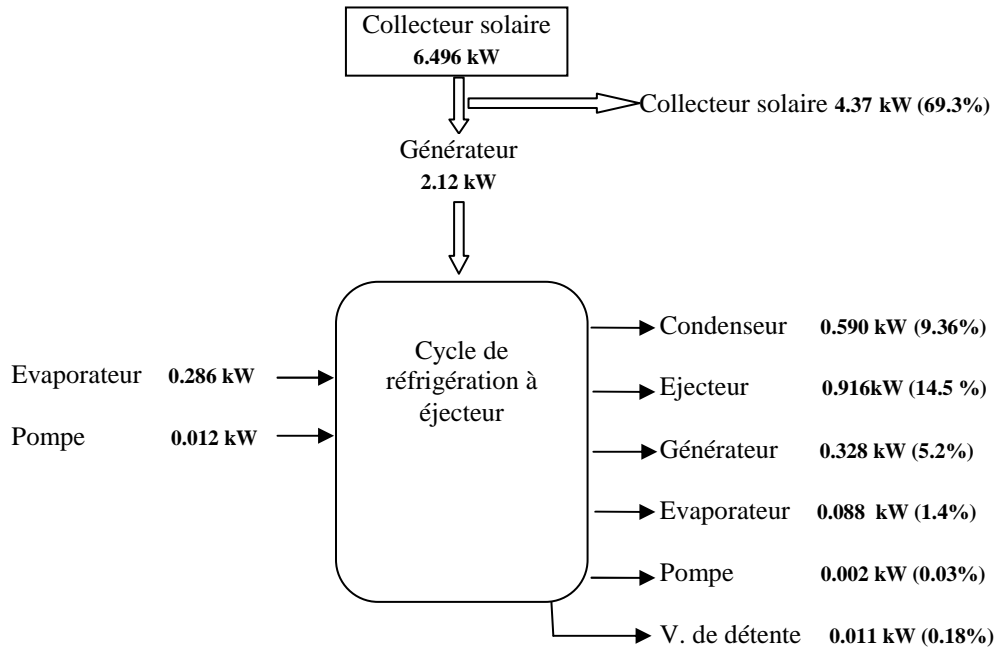


Fig.6.3 : Bilan exergetique du système de réfrigération à éjecteur utilisant l'énergie solaire

L'analyse énergétique montre que les pertes ont eu lieu dans trois éléments du système de réfrigération :

- Dans le collecteur solaire (le rendement du collecteur est $\eta_{cs} = 39.2\%$),
- Dans la pompe (rendement isentropique de la pompe est 80%),
- Dans le condenseur (la quantité de la chaleur rejetée au milieu ambiant lors de la condensation de la vapeur).

Le coefficient de performance du cycle de réfrigération est $COP = 1.01$.

Le rendement énergétique du cycle global est $\eta_{enG} = 0.396$.

Contrairement à l'analyse énergétique qui a montrée que les pertes énergétiques ont lieu dans trois éléments du cycle, l'analyse exergetique montre que les pertes exergetiques ont lieu dans tous les éléments du système de réfrigération.

Le collecteur solaire est le responsable de la plus grande partie des pertes de l'exergie dans le système de réfrigération global.

Dans le cycle de réfrigération à éjecteur, l'éjecteur produit la plus grande perte de l'exergie suivit par le générateur, le condenseur, l'évaporateur, la pompe et enfin la vanne de détente.

- Le rendement exergetique du cycle de réfrigération à éjecteur est $\eta_{ex} = 0.158$.
- Le rendement exergetique du cycle de réfrigération global est $\eta_{exG} = 0.024$

La figure 6-4 présente la variation des pertes exergetiques globale dans le système de réfrigération.

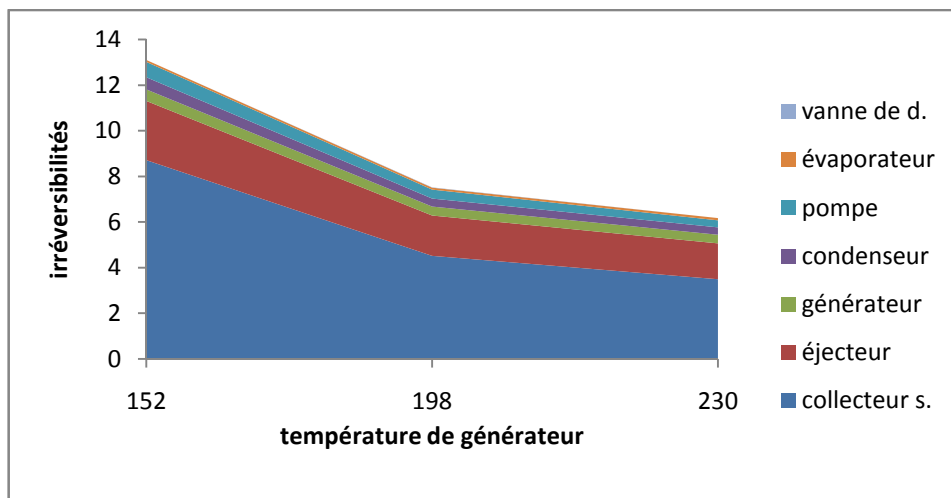


Fig.6.4 : Pertes exergetique en fonction de la température du générateur

La figure 7-5 présente la variation des pertes exergetiques de chaque composant du cycle de réfrigération à éjecteur en fonction de la température du générateur.

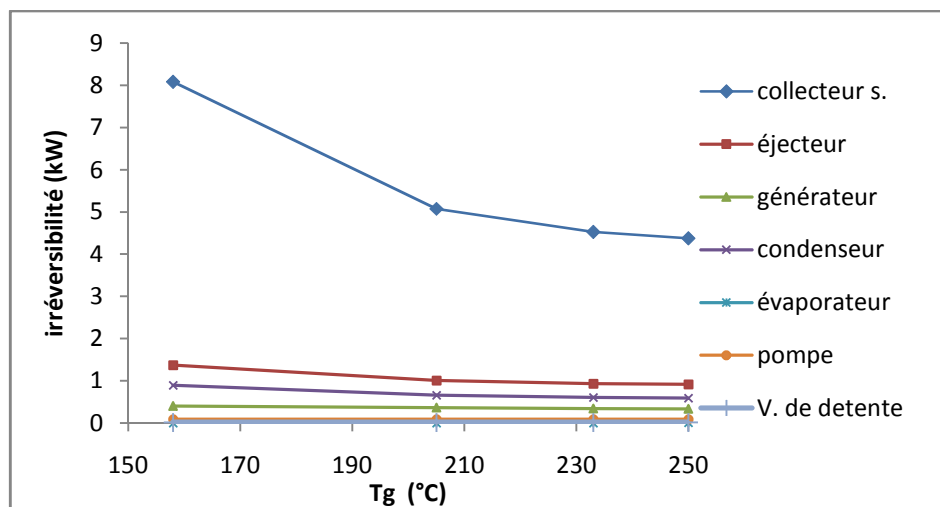


Fig.6.5 : les irréversibilités dans chaque élément du cycle de réfrigération en fonction de la température du générateur

Pour chaque composant, les pertes exergetiques diminuent avec l'augmentation de la temperature du generateur.

5.5 L'analyse des resultats :

Lors de l'augmentation de la temperature du generateur (dans l'interval des temperatures utilisees (150 °C – 260 °C)), les pertes exergetiques diminuent dans le cycle de refrigeration a ejecteur ; et en meme temps on a l'augmentation du rapport d'entrainement. On peut dire que les pertes exergetiques dans le cycle de refrigeration a ejecteur diminuent avec l'augmentation du rapport d'entrainement.

Lors de l'augmentation de la temperature du generateur, le debit du fluide moteur diminue, ce qui reduit les pertes exergetiques dans la boucle motrice du cycle (le collecteur solaire, l'ejecteur, le generateur, le condenseur et la pompe). Les pertes exergetiques dans la boucle frigorifique (constituee de l'evaporateur et de la vanne de detente) ne varie pas avec la variation de la temperature du generateur puisque elle n'influe ni sur le debit, ni sur le niveau energetique du fluide secondaire (la temperature et la pression dans l'evaporateur).

La vanne de detente est utilisee dans le cycle pour diminuer la pression de refrigerant entre le condenseur et l'evaporateur. Ces pertes exergetiques sont tres faibles dans le cas du cycle de refrigeration.

Conclusion :

L'analyse exergetique est consideree comme un outil d'analyse approfondie des performances du systeme de refrigeration.

Les pertes exergetiques total et de chaque composant dependent des conditions operatoires de fonctionnement du cycle.

Conclusion générale et perspectives:

Nous avons étudié dans ce document l'utilisation de l'énergie solaire pour la production de froid par un cycle de réfrigération à éjecteur. Cette étude a été divisée en trois 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 pression 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.

Dans la deuxième partie, pour les besoins 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 thermiques 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 solaires.

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).

Dans la troisième partie une analyse exergétique du cycle a été faite. Les pertes exergétiques totales et de chaque composant dépendent des conditions opératoires de fonctionnement du cycle de réfrigération.

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,
- Diminuer la destruction de l'exergie dans le cycle et dans chacun de ses composants.

Comme perspective :

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

- Par ailleurs une étude pour un cycle hybride -cycle de réfrigération à éjecteur-cycle de réfrigération conventionnel à compression mécanique- est envisagée afin de le faire fonctionner à des basses températures.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES:

- [1] Eames I W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration* 1995; 18(6):378–86.
- [2] Aphornratana S, Eames IW. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. *International Journal of Refrigeration* 1997; 20(5):352–8.
- [3] Chunnanond K, Aphornratana S. An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. *Applied Thermal Engineering*
- [4] Z. Aidoun, M. Ouzzane. The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, Volume 27, Issue 8, December 2004, Pages 974-984.
- [5] Sun DW. Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. *Energy* 1996; 21(10):919–29.
- [6] Aphornratana S. Theoretical and experimental investigation of a combine ejector Absorption refrigerator. PhD thesis, University of Sheffield, UK; 1994.
- [7] Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A. and Zhuk, K. B. (1998). "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b." *Solar Energy* 64(4-6): 223–226.
- [8] Eames IW, Wu S, Worall M, Aphornratana S. An experimental investigation of steam ejectors for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat. *Proc Instn Mech Eng A* 1999;213: 351–61.
- [9] Nahdi E, Champoussin JC, Hostache G, Cheron J. Optimal geometric parameters of a cooling ejector-compressor. *International Journal of Refrigeration* 1993;16(1):67–72.
- [10] M. Ouzzane, Z. Aidoun Model development and numerical procedure for detailed Ejector analysis and design. *Applied Thermal Engineering*, Volume 23, Issue 18, December 2003, Pages 2337-2351
- [11] Al-Khalidy N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113. *International Journal of Refrigeration* 1998; 21(8):617–25.
- [12] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an Ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance. *International Journal of Refrigeration Res* 2001;25:397–411.
- [13] Rogdakis ED, Alexis GK. Investigation of ejector design at optimum operating condition. *Energy Conver Mngmnt* 2000; 41:1841–9.
- [14] Sokolov M, Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization. *International Journal of Refrigeration*.1990.

- [15] Abdel-Aal HK, Al-Zakri AS, El-Sarha ME, El-Swify ME, Assassa GM. Other options of mass and energy input for steam jet refrigeration systems. *Chem Engng J* 1990; 45:99–110.
- [16] G.K. Alexis, E.D. Rogdakis. A verification study of steam-ejector refrigeration model *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 29–36
- [17] Khattab NM, Barakat MH. Modeling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning. *Solar Energy* 2002; 73 (4):257–67.
- [18] Huang BJ, Chang JM. Empirical correlation of ejector design. *International Journal of Refrigeration* 1999; 22:379–88.
- [19] El-Dessouky H, Ettouney H, Alatiqi I, Al-Nuwaibit G. Evaluation of steam jet ejector. *Chem Engng Process* 2002;41:551–61.
- [20] Holton WC. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector. *ASME Trans* 1951; October:905–10.
- [21] 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 Refrigeration*, Volume 18, Issue 1, January 1995, Pages 21-30
- [22] Sun DW. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle, operating with various refrigerants. *Energy Conver Mngmnt* 1999; 40: 873–84.
- [23] Latra Boumaraf, André Lallemand Performances d'une machine tritherme à éjecteur utilisant des mélanges de fluides frigorigènes. *International Journal of Refrigeration*, Volume 22, Issue 7, November 1999, Pages 580-589.
- [24] Latra Boumaraf, André Lallemand. Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 2-3, February 2009, Pages 265-274.
- [25] Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K. (2000). "Design and Parametric Investigation of an Ejector in an Air-Conditioning System." *Applied Thermal Engineering* 20: 213-226.
- [26] Wimolsiri Pridasawas Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, KTH Stockholm, Sweden 2006
- [27] Huang BJ, Chang JM, Petrenko VA, Zhuk KB. A solar ejector cooling system using Refrigerant R141b. *Solar Energy* 1998; 64(4-6):223–6.
- [28] Alexis, G. K. and Karayiannis, E. K. "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R134a in the Athens Area." *Renewable Energy* 2005 30(9): 1457-1469.
- [29] Al-Khalidy N. Performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine. *ASHRAE Trans* 1997;103(1):56–64.

- [30] Riffat SB, Gan G, Smith S. Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps. *Applied Thermal Engineering* 1996;16(4):291–7.
- [31] Rusly E, Aye Lu, Charters WWS, Ooi A, Pianthong K. Ejector CFD modeling with real gas model. In: *Mechanical Engineering Network of Thailand the 16th Conference*; 2002.
- [32] E. Rusly, Lu Aye, W.W.S. Charters, A. Ooi. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *International Journal of Refrigeration*, Volume 28, Issue 7, November 2005, Pages 1092-1101
- [33] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 9, September 2007,
- [34] J. L. Porter and R. k Squyers, "A Summary Overview of Ejector Augmenter Theory and Performance", Vought Corporation Advanced Technology Center, Dallas, Texas, ATC Report No. R-91100/9CR-47A, 1981.
- [35] Huang BJ, Chang JM, Petrenko VA, Zhuk KB. A solar ejector cooling system using Refrigerant R141b. *Solar Energy* 1998; 64(4-6):223–6.
- [36] Meyer, J. P. *Solar Cooling*. Sun & Wind Energy 2005.
- [37] Nguyen VM, Riffat SB, Doherty PS. Development of a solar-powered passive ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering* 2001; 21:157–68.
- [38] Clemens Pollerberg, Angelika Heinzl, Eckhard Weidner. Model of a solar driven steam jet ejector chiller and investigation of its dynamic operational behavior. *Solar Energy*, Volume 83, Issue 5, May 2009, Pages 732-742
- [39] Al-Khalidy N. Experimental investigation of solar concentrators in a refrigerant ejector refrigeration machine. *International Journal of Refrigeration Res* 1997; 21: 1123–31.
- [40] Humberto Vidal, Sergio Colle, Guilherme dos Santos Pereira. Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 663–672
- [41] J.T. MUNDAY, D.F. BASTER. A new theory applied to steam jet refrigeration. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development* 16 (4) (1977) 442-449.
- [42] G. K. Alexis. Estimation of ejector's main cross sections in steam-ejector refrigeration system *Applied Thermal Engineering*, Volume 24, Issues 17-18, December 2004, Pages 2657-2663.
- [43] J. H. KEENAN, E. P. NEUMANN. An investigation of ejector design by analysis and experiment. *Journal of Applied Mechanics*. 1950 pp 299-309.
- [44] A. Gamal, M. Haddadi et A. Malek. Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle. *Revue des Energies Renouvelables* Vol.11

- [45] N. Hamani , A. Moummi , N. Moummi , A. Saadi et Z. Mokhtari. Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 10 N°2 (2007) 215 – 224.
- [46] 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.
- [47] DUFFIE J.A AND BECKMAN W. A, «Solar Engineering of Thermal Processes », John Wiley & Sons, Inc., New York (1974).
- [48] ASHRAE, Steam-jet refrigeration equipment, *Equipment Handbook*,13 (1979) 13.1–13.6.
- [49] R. Benelmir, A.Lallemand, M. Feidt, *Analyse exergetique, les techniques de l'ingénieur*. BE 8015, 2002.
- [50] A. Lallemand, *Energie, exergie, économie, thermo-économie, journée internationales de thermique*, Albi, 28-30 août 2007.
- [51] Pridasawas, W. and Lundqvist, P. (2004): Optimization of a small-scale solar-driven ejector refrigeration system, *Proceedings of the 14th international Sonnenforum, EuroSun2004*, June 20-23, Freiburg, Germany.
- [52] Göran wall, *Exergetics, preliminary version*, Mölndal (1998).
- [53] Pridasawas, W. and Lundqvist, P. (2004): An Exergy Analysis of a Solar-driven Ejector Refrigeration System, *Solar Energy*, vol. 76, pp. 369-379.

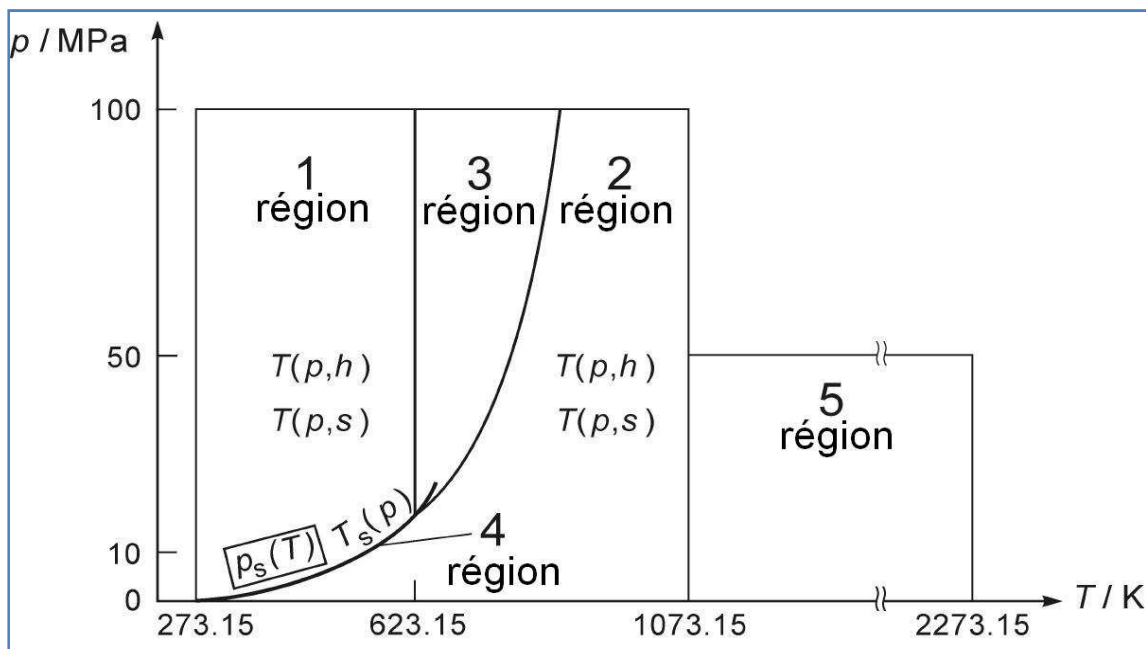
ANNEXE

A. Équations d'états empiriques :

Suite à la réunion de **IAPWS** (*The International Association for the Properties of Water and Steam, Lucerne, Suisse Aout 2007*), des équations empiriques ont été établies et validées pour le calcul des propriétés de l'eau pour ses différents états.

La distribution des différentes régions qui limitent la validité des différentes équations empiriques est représentée sur le diagramme de l'eau (P , T).

Rappelons que les régions qui nous intéressent sont : 1 ,2 et 4.



Equations de la region 1 (état liquide) :

Le calcul des propriétés se fait à partir de la température et la pression

$$\text{Densité massique: } \rho = \frac{P}{RT} \left(\frac{1}{\pi \gamma_\pi} \right) \quad \text{Entropie massique: } s = R.(\tau \gamma_\tau - \gamma)$$

Enthalpie massique: $h = R.(\tau.\gamma_\tau)$

$$\text{Vitesse du son: } a = \sqrt{\frac{R.T.\gamma_\pi^2}{\frac{(\gamma_\pi - \tau\gamma_{\pi\tau})^2}{\tau^2\gamma_{\tau\tau}} - \gamma_{\pi\tau}}}$$

Avec :

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1-\pi)^{l_i} (\tau-1,222)^{J_i}$$

$$\gamma_\pi = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7,1-\pi)^{l_i-1} (\tau-1,222)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i-1) (7,1-\pi)^{l_i-2} (\tau-1,222)^{J_i}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1-\pi)^{l_i} J_i (\tau-1,222)^{J_i-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1-\pi)^{l_i} J_i (J_i-1) (\tau-1,222)^{J_i-2}$$

$$\gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7,1-\pi)^{l_i-1} J_i (\tau-1,222)^{J_i-1}$$

$$\text{Ou : } \pi = \frac{P}{16,53 \times (10^6)} \quad , \quad \tau = \frac{1386}{T}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 1 sont sur le tableau 1

l	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	0	-2	0,146329712 131 67	18	2	3	-0.411 418 453 308 46 $\times 10^{-5}$
2	0	-1	-0,84548187169114	19	2	17	-0.726 949 962 975 94 $\times 10^{-15}$
3	0	0	-0,375636036720 40 $\times 10^{-1}$	20	3	-4	-0.316 796 448 450 54 $\times 10^{-4}$
4	0	1	-0.33855169168385 $\times 10^{-1}$	21	3	0	-0.282 707 979 853 12 $\times 10^{-5}$
5	0	2	-0.95791963387872	22	3	6	-0.852 051 281 201 03 $\times 10^{-9}$
6	0	3	0.15772038513228	23	4	-5	-0.224 252 819 080 00 $\times 10^{-5}$
7	0	4	-0.16616417199501 $\times 10^{-1}$	24	4	-2	-0.651 712 228 956 01 $\times 10^{-6}$
8	0	5	0.18214629983568 $\times 10^{-3}$	25	4	10	-0.143 417 299 379 24 $\times 10^{-12}$
9	1	-9	0.28319080123804 $\times 10^{-3}$	26	5	-8	-0.40516996860117 $\times 10^{-6}$
10	1	-7	0.60706301565874 $\times 10^{-3}$	27	8	-11	-0.127 343 017 416 41 $\times 10^{-8}$
11	1	-1	-0.18990068218419 $\times 10^{-1}$	28	8	-6	-0.17424871230634 $\times 10^{-9}$
12	1	0	-0.32529748770505 $\times 10^{-1}$	29	21	-29	-0.687 621 312 955 31 $\times 10^{-18}$

13	1	1	$-0.21841717175414 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.144\ 783\ 078\ 285\ 21 \times 10^{-19}$
14	1	3	$-0.52838357969930 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.263\ 357\ 816\ 627\ 95 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.47184321073267 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.119\ 476\ 226\ 400\ 71 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.30001780793026 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.182\ 280\ 945\ 814\ 04 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.47661393906987 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.935\ 370\ 872\ 924\ 58 \times 10^{-25}$

Tableau 1

Les équations de la région 4 (changement de phase):

➤ Calcul de la pression de saturation a partir de la temperature de saturation :

$$P = 10^6 \times \left[\frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{\frac{1}{2}}} \right]^4$$

Avec: $A = \vartheta^2 + n_1\vartheta + n_2$; $B = n_3\vartheta^2 + n_4\vartheta + n_5$; $C = n_6\vartheta^2 + n_7\vartheta + n_8$

Ou : $\vartheta = T + \frac{n_9}{T - n_{10}}$

➤ Calcul de la temperature de saturation a partir de la pression de saturation :

$$T = \frac{n_{10} + D - \left[(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D) \right]^{\frac{1}{2}}}{2}$$

Avec : $D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{\frac{1}{2}}}$; $E = \beta^2 + n_3\beta + n_6$; $F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7$; $G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8$

Ou : $\beta = \left(\frac{P}{10^6} \right)^{\frac{1}{4}}$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 4 sont sur le tableau 2

i	n_i	i	n_i
1	$0,116\ 705\ 214\ 527\ 67 \times 10^4$	6	$0.149\ 151\ 086\ 135\ 30 \times 10^2$
2	$-0.724\ 213\ 167\ 032\ 06 \times 10^6$	7	$-0.482\ 326\ 573\ 615\ 91 \times 10^4$
3	$-0.170\ 738\ 469\ 400\ 92 \times 10^2$	8	$0.405\ 113\ 405\ 420\ 57 \times 10^6$
4	$0.120\ 208\ 247\ 024\ 70 \times 10^5$	9	$-0.238\ 555\ 575\ 678\ 49$
5	$-0.323\ 255\ 503\ 223\ 33 \times 10^7$	10	$0.650\ 175\ 348\ 447\ 98 \times 10^3$

Tableau 2

Les équations de la region 2 :

Le calcul des propriétés se fait à partir de la température et la pression

$$\text{Densité massique: } \rho = \frac{P}{RT} \left(\frac{1}{\pi (\gamma_\pi^0 + \gamma_\pi^r)} \right)$$

$$\text{Entropie massique: } s = R \left[\tau (\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) - (\gamma^0 + \gamma^r) \right]$$

$$\text{Enthalpie massique: } h = R \cdot \tau (\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r) \quad \text{Vitesse du son: } a = \sqrt{\frac{R.T. (1 + 2\pi\gamma_\pi^r + (\pi \cdot \gamma_\pi^r)^2)}{(1 - \pi^2 \gamma_{\pi\pi}^r) + \frac{(1 + \pi\gamma_\pi^r - \tau\pi\gamma_{\pi\tau}^r)^2}{\tau^2 (\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r)}}$$

Avec :

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad \gamma_\pi^0 = \frac{1}{\pi}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^0 = -\frac{1}{\pi^2} \quad \gamma_\tau^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0 - 1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^0 = 0 + \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0 - 2} \quad \gamma_{\pi\tau}^0 = 0$$

➤ **Cas de vapeur stable(surchauffee) :**

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0,5)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0,5)^{J_i-2} \quad \gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

➤ **Cas de vapeur metastable(courbe de saturation) :**

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\pi^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0,5)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad \gamma_\tau^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

$$\gamma_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0,5)^{J_i-2} \quad \gamma_{\pi\tau}^r = \sum_{i=1}^{13} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0,5)^{J_i-1}$$

Ou : $\pi = \frac{P}{10^6}$, $\tau = \frac{540}{T}$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la région 2 sont dans les tableaux 3, 4 et 5 :

I	J_i^o	n_i^o	i	J_i^o	n_i^o
1 ^a	0	-0.969 276 865 002 17x10 ⁻¹	6	-2	0.142 408 191 714 44 x10 ⁻¹
2 ^a	1	0.100 866 559 680 18 x10 ⁻²	7	-1	-0.438 395 113 194 50 x10 ⁻¹
3	-5	-0.560 879 112 680 18 x10 ⁻²	8	2	-0.284 086 324 607 72
4	-4	0.174 527 380 814 55 x10 ⁻¹	9	3	0.212 684 637 533 07 x10 ⁻¹
5	-3	-0.407 104 982 239 28			

Tableau 3

➤ Cas de vapeur stable(surchauffee) :

l	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.177\ 317\ 424\ 732\ 13 \times 10^{-2}$	23	7	0	$-0.590\ 595\ 643\ 242\ 70 \times 10^{-17}$
2	1	1	$-0.178\ 348\ 622\ 923\ 58 \times 10^{-1}$	24	7	11	$-0.126\ 218\ 088\ 991\ 01 \times 10^{-5}$
3	1	2	$-0.459\ 960\ 136\ 963\ 65 \times 10^{-1}$	25	7	25	$-0.389\ 468\ 424\ 357\ 39 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.575\ 812\ 590\ 834\ 32 \times 10^{-1}$	26	8	8	$0.112\ 562\ 113\ 604\ 59 \times 10^{-10}$
5	1	6	$-0.503\ 252\ 787\ 279\ 30 \times 10^{-1}$	27	8	36	$-0.823\ 113\ 408\ 979\ 98 \times 10^1$
6	2	1	$-0.330\ 326\ 416\ 70203 \times 10^{-4}$	28	9	13	$0.198\ 097\ 128\ 020\ 88 \times 10^{-7}$
7	2	2	$-0.189\ 489\ 875\ 163\ 15 \times 10^{-3}$	29	10	4	$0.104\ 069\ 652\ 101\ 74 \times 10^{-18}$
8	2	4	$-0.393\ 927\ 772\ 433\ 55 \times 10^{-2}$	30	10	10	$-0.102\ 347\ 470\ 959\ 29 \times 10^{-12}$
9	2	7	$-0.437\ 972\ 956\ 505\ 73 \times 10^{-1}$	31	10	14	$-0.100\ 181\ 793\ 795\ 11 \times 10^{-8}$
10	2	36	$-0.266\ 745\ 479\ 140\ 87 \times 10^{-4}$	32	16	29	$-0.808\ 829\ 086469\ 85 \times 10^{-10}$
11	3	0	$0.204\ 817\ 376\ 923\ 09 \times 10^{-7}$	33	16	50	$0.106\ 930\ 318\ 794\ 09$
12	3	1	$0.438\ 706\ 672\ 844\ 35 \times 10^{-6}$	34	18	57	$-0.336\ 622\ 505\ 741\ 71$
13	3	3	$-0.322\ 776\ 772\ 385\ 70 \times 10^{-4}$	35	20	20	$0.891\ 858\ 453\ 554\ 21 \times 10^{-24}$
14	3	6	$-0.150\ 339\ 245\ 421\ 48 \times 10^{-2}$	36	20	35	$0.306\ 293\ 168\ 762\ 32 \times 10^{-12}$
15	3	35	$-0.406\ 682\ 535\ 626\ 49 \times 10^{-1}$	37	20	48	$-0.420\ 024\ 676982\ 08 \times 10^{-5}$
16	4	1	$-0.788\ 473\ 095\ 593\ 67 \times 10^{-9}$	38	21	21	$-0.590\ 560\ 296\ 856\ 39 \times 10^{-25}$
17	4	2	$0.127\ 907\ 178\ 522\ 85 \times 10^{-7}$	39	22	53	$0.378\ 269\ 476\ 134\ 57 \times 10^{-5}$
18	4	3	$0.482\ 253\ 727\ 185\ 07 \times 10^{-6}$	40	23	39	$-0.127\ 686\ 089\ 346\ 81 \times 10^{-14}$
19	5	7	$0.229\ 220\ 763\ 376\ 61 \times 10^{-5}$	41	24	26	$0.730\ 876\ 105\ 950\ 61 \times 10^{-28}$
20	6	3	$-0.167\ 147\ 664\ 510\ 61 \times 10^{-10}$	42	24	40	$0.554\ 147\ 153\ 507\ 78 \times 10^{-16}$
21	6	16	$-0.211\ 714\ 723\ 213\ 55 \times 10^{-2}$	43	24	58	$-0.943\ 697\ 072\ 412\ 10 \times 10^{-6}$

22	6	35	$-0.238\ 957\ 419\ 341\ 04 \times 10^2$	
----	---	----	-----------------------------------------	--

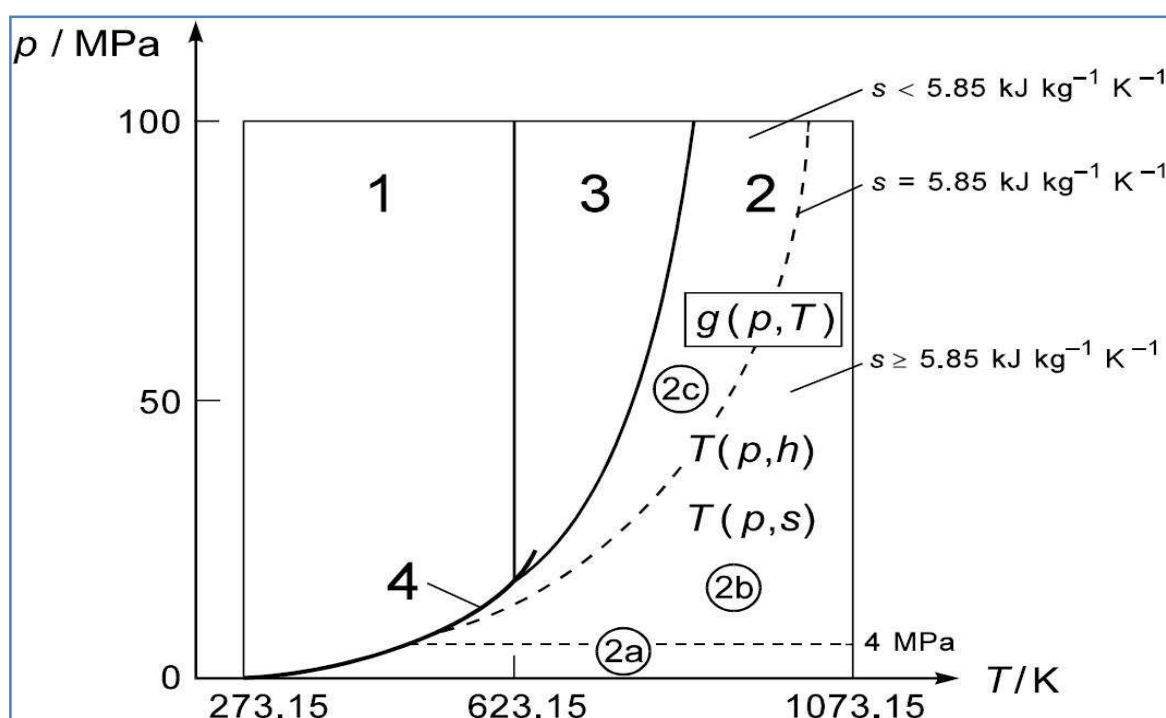
Tableau 4

➤ **Cas de vapeur metastable(courbe de saturation) :**

i	l_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.733\ 622\ 601\ 865\ 06 \times 10^{-2}$
2	1	2	$-0.882\ 238\ 319\ 431\ 46 \times 10^{-1}$
3	1	5	$-0.723\ 345\ 552\ 132\ 45 \times 10^{-1}$
4	1	11	$-0.408\ 131\ 785\ 344\ 55 \times 10^{-2}$
5	2	1	$0.200\ 978\ 033\ 802\ 07 \times 10^{-2}$
6	2	7	$-0.530\ 459\ 218\ 986\ 42 \times 10^{-1}$
7	2	16	$-0.761\ 904\ 090\ 869\ 70 \times 10^{-2}$
8	3	4	$-0.634\ 980\ 376\ 573\ 13 \times 10^{-2}$
9	3	16	$-0.860\ 430\ 930\ 285\ 88 \times 10^{-1}$
10	4	7	$0.753\ 215\ 815\ 227\ 70 \times 10^{-2}$
11	4	10	$-0.792\ 383\ 754\ 461\ 39 \times 10^{-2}$
12	5	9	$-0.228\ 881\ 607\ 784\ 47 \times 10^{-3}$
13	5	10	$-0.264\ 565\ 014\ 828\ 10 \times 10^{-2}$

Tableau 5

Afin de calculer la température à partir de la pression et l'enthalpie ou de la pression et de l'entropie ,la région 2 est divisée en trois sous régions :



Sous région 2a :

➤ *Température à partir de la pression et l'enthalpie:*

$$T = \sum_{i=1}^{34} n_i \pi^{l_i} (\eta - 2.1)^{j_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad ; \quad \eta = \frac{h}{2000 \times 10^3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2a sont sur le tableau 6

l	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	0	0	$0.108\ 989\ 523\ 182\ 88 \times 10^4$	18	2	7	$0.116\ 708\ 730\ 771\ 07 \times 10^2$
2	0	1	$0.849\ 516\ 544\ 955\ 35 \times 10^3$	19	2	36	$0.128\ 127\ 984\ 040\ 46 \times 10^9$
3	0	2	$-0.107\ 817\ 480\ 918\ 26 \times 10^3$	20	2	38	$-0.985\ 549\ 096\ 232\ 76 \times 10^9$
4	0	3	$0.331\ 536\ 548\ 012\ 63 \times 10^2$	21	2	40	$0.282\ 245\ 469\ 730\ 02 \times 10^{10}$
5	0	7	$-0.742\ 320\ 167\ 902\ 48 \times 10^1$	22	2	42	$-0.359\ 489\ 714\ 107\ 03 \times 10^{10}$
6	0	20	$0.117\ 650\ 487\ 243\ 56 \times 10^2$	23	2	44	$0.172273\ 499\ 131\ 97 \times 10^{10}$
7	1	0	$0.184\ 457\ 493\ 557\ 90 \times 10^1$	24	3	24	$-0.135\ 513\ 342\ 407\ 75 \times 10^5$
8	1	1	$-0.417\ 927\ 005\ 496\ 24 \times 10^1$	25	3	44	$0.128\ 487\ 346\ 646\ 50 \times 10^8$

9	1	2	0.624 781 969 358 12 x10 ¹	26	4	12	0.138 657 242 832 26 x10 ¹
10	1	3	-0.173 445 631 081 14 x10 ²	27	4	32	0.235 988 325 565 14 x10 ⁶
11	1	7	-0.200 581 768 620 96 x10 ³	28	4	44	-0.131 052 365 450 54 x10 ⁸
12	1	9	0.271 960 654 737 96 x10 ³	29	5	32	0.739 998 354 747 66 x10 ⁴
13	1	11	-0.455 113 182 858 18 x10 ³	30	5	36	-0.551 966 970 300 60 x10 ⁶
14	1	18	0.309 196 886 047 55 x10 ⁴	31	5	42	0.371 540 859 962 33 x10 ⁷
15	1	44	0.252 266 403 578 72 x10 ⁶	32	6	34	0.191 277 292 396 60 x10 ⁵
16	2	0	-0.617 074 228 683 39 x10 ⁻²	33	6	44	-0.415 351 648 356 34 x10 ⁶
17	2	2	-0.310 780 466 295 83	34	7	28	-0.624 598 551 925 07 x10 ²

Tableau 6

➤ *Température à partir de la pression et l'entropie :*

$$T = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{l_i} (\sigma - 2)^{j_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \sigma = \frac{s}{2000}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région a2 sont sur le tableau 7 :

<i>l</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>
1	-1.5	-24	-0.392 359 838 619 84 x10 ⁶	24	-025	-11	-0.597 806 388 727 18 x10 ⁴
2	-1.5	-23	0.515 265 738 272 70 x10 ⁶	25	-025	-6	-0.704 014 639 268 62 x10 ³
3	-1.5	-19	0.404 824 431 610 48 x10 ⁵	26	025	1	0338 367 841 075 53 x10 ³
4	-1.5	-13	-0.321 937 909 239 02 x10 ³	27	025	4	0.208 627 866 351 87 x10 ²
5	-1.5	-11	0.969 614 242 186 94 x10 ²	28	025	8	0.338 341 726 561 96 x10 ⁻¹
6	-1.5	-10	-0.228 678 463 717 73 x10 ²	29	025	11	-0.431 244 284 148 93 x10 ⁻⁴
7	1.25	-19	-0.449 429 141 243 57 x10 ⁶	30	0.50	0	0.166 537 913 564 12 x10 ⁻⁴
8	1.25	-15	-0.501 183 360 201 66 x10 ⁴	31	0.5	1	-0.139 862 920 558 98 x10 ³
9	1.25	-6	0.356 844 635 600 15	32	0.5	5	-0.788 495 479 998 72
10	-1.0	-26	0.442 353 358 481 90 x10 ⁵	33	0.5	6	0.721 324 117 538 72 x10 ⁻¹

11	-1.0	-21	-0.136 733 888 117 08 x10 ⁵	34	0.5	10	-0.597 548 393 982 83 x10 ⁻²
12	-1.0	-17	0.421 632 602 078 64 x10 ⁶	35	0.5	14	-0.21 413 589 539 04 x10 ⁻⁴
13	-1.0	-16	0.225 169 258 374 75 x10 ⁵	36	0.5	16	0.232 270 967 338 71 x10 ⁻⁶
14	-1.0	-9	0.474 421 448 656 46 x10 ³	37	0.75	0	-0.105 384 635 661 94 x10 ⁻⁶
15	-1.0	-8	-0.149 311 307 976 47 x10 ³	38	0.75	4	0.207 189 254 965 02 x10 ¹
16	-0.75	-15	-0.197 811 263 204 52 x10 ⁶	39	0.75	9	-0.721 931 552 604 27 x10 ⁻¹
17	-0.75	-14	-0.235 543 994 707 60 x10 ⁵	40	0.75	17	0.207 498 870 811 20 x10 ⁻⁶
18	-0.5	-26	-0.190 706 163 020 76 x10 ⁵	41	1.0	7	-0.183 406 579 113 79 x10 ⁻¹
19	-0.5	-13	0.553 756 698 831 64 x10 ⁵	42	1.0	18	0.290 362 723 486 96 x10 ⁻⁶
20	-0.5	-9	0.382 936 914 373 63 x10 ⁴	43	1.25	3	0.210 375 278 963 19
21	-0.5	-7	-0.603 918 605 805 67 x10 ³	44	1.25	15	0.256 812 397 299 99 x10 ⁻³
22	-0.25	-27	0.193 631 026 203 31 x10 ⁴	45	1.5	5	-0.127 990 029337 81 x10 ⁻¹
23	-0.25	-25	0.426 606436 986 10 x10 ⁴	46	1.5	18	-0.821 981 026 520 18 x10 ⁻⁵

Tableau 7

Sous région 2b :**➤ Température à partir de la pression et l'enthalpie :**

$$T = \sum_{i=1}^{38} n_i (\pi - 2)^{l_i} (\eta - 2.6)^{j_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} ; \eta = \frac{h}{2000 \times 10^3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2b sont sur le tableau 8 :

<i>l</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>
1	0	0	0.148 950 410 795 16 x10 ⁴	20	2	40	0.712 803 519 595 51 x10 ⁻⁴
2	0	1	0.743 077 983 140 34 x10 ³	21	3	1	0.110 328 317 899 99 x10 ⁻³
3	0	2	-0.977 083 187 978 37 x10 ²	22	3	2	0.189 552 483 879 02 x10 ⁻³
4	0	12	0.247 424 647 056 74 x10 ¹	23	3	12	0.308 915 411 605 37 x10 ⁻²
5	0	18	-0.632 813 200 160 26	24	3	24	0.135 555 045 549 49 x10 ⁻²

6	0	24	0.113 859 521 296 58 x10 ¹	25	4	2	0.286 402 374 774 56 x10 ⁻⁶
7	0	28	-0.478 118 636 486 25	26	4	12	-0.107 798 573 575 12 x10 ⁻⁴
8	0	40	0.852 081 234 315 44 x10 ⁻²	27	4	18	0.764 627 124 548 14 x10 ⁻⁴
9	1	0	0.937 471 473 779 32	28	4	24	0.140 523 928 183 16 x10 ⁻⁴
10	1	2	0.335 093 556 014 54 x10 ¹	29	4	28	-0.310 838 143 314 34 x10 ⁻⁴
11	1	6	0.338 093 556 014 54 x10 ¹	30	4	40	-0.103 027 382 121 03 x10 ⁻⁵
12	1	12	0.168 445 396 719 04	31	5	18	0.282 172 816 350 40 x10 ⁻⁶
13	1	18	0.738 757 452 366 95	32	5	24	0.127 049 022 719 45 x10 ⁻⁵
14	1	24	-0.171 287 374 361 86	33	5	40	0.738 033 534 682 92 x10 ⁻⁷
15	1	28	0.150 202 731 397 07	34	6	28	-0.110 301 392 389 09 x10 ⁻⁷
16	1	40	-0.217 614 142 197 50 x10 ⁻²	35	7	2	-0.814 563 652 078 33 x10 ⁻¹³
17	2	2	-0.218 107 553 247 61 x10 ⁻¹	36	7	28	-0.251 805 456 829 62 x10 ⁻¹⁰
18	2	8	-0.108 297 844 036 77	37	9	1	-0.175 652 339 694 07 x10 ⁻¹⁷
19	2	18	-0.463 333 246 358 12 x10 ⁻¹	38	9	40	0.869 341 563 441 63 x10 ⁻¹⁴

Tableau 8

➤ *Température à partir de la pression et l'entropie :*

$$T = \sum_{i=1}^{44} n_i \pi^{l_i} (10 - \sigma)^{J_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} ; \quad \sigma = \frac{s}{785.3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2b sont sur le tableau 9 :

<i>i</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>	<i>i</i>	<i>l_i</i>	<i>J_i</i>	<i>n_i</i>
1	-6	0	0.316 876 650 834 97 x10 ⁶	23	0	2	0.417 273 471 596 10 x10 ²
2	-6	11	0.208 641 758 818 58 x10 ²	24	0	4	0.219 325 494 345 32 x10 ¹
3	-5	0	-0.398 593 998 035 99 x10 ⁶	25	0	5	-0.103 200 500 090 77 x10 ¹
4	-5	11	-0.218 160 585 188 77 x10 ²	26	0	6	0.358 829 435 167 03
5	-4	0	0.233 697 851 942 42 x10 ⁶	27	0	9	0.525 114 537 260 66 x10 ⁻²
6	-4	1	-0.278 417 034 458 17 x10 ⁴	28	1	0	0.128 389 164 507 05 x10 ²

7	-4	11	0.992 074 360 714 80 x10 ¹	29	1	1	-0.286 424 372 193 81 x10 ⁻¹
8	-3	0	-751 975 122 991 57 x10 ⁵	30	1	2	0.569 126 836 648 55
9	-3	1	0.297 086 059 511 58 x10 ⁴	31	1	3	-0.999 629 545 849 31 x10 ⁻¹
10	-3	11	-0.344 068 785 485 26 x10 ¹	32	1	7	-0.326 320 377 784 59 x10 ⁻²
11	-3	12	0.388 155 642 491 15	33	1	8	0.233 209 225 767 23 x10 ⁻³
12	-2	0	0.175 112 950 857 50 x10 ⁵	34	2	0	-0.153 348 098 574 50
13	-2	1	-0.142 371 128 544 49 x10 ⁴	35	2	1	0.290 722 882 399 02 x10 ⁻¹
14	-2	6	0.109 438 033 641 67 x10 ¹	36	2	5	0.375 347 027 411 67 x10 ⁻³
15	-2	10	0.899 716 193 084 95	37	3	0	0.172 966 917 024 11 x10 ⁻²
16	-1	0	-0.337 597 400 989 58 x10 ⁴	38	3	1	-0.385 560 508 445 04 x10 ⁻³
17	-1	1	0.471 628 858 183 55 x10 ³	39	3	3	-0.350 177 122 926 08 x10 ⁻⁴
18	-1	5	-0.191 882 419 936 79 x10 ¹	40	4	0	-0.145 663 936 314 92 x10 ⁻⁴
19	-1	8	0.410 785 804 921 96	41	4	1	0.564 208 572 672 69 x10 ⁻⁵
20	-1	9	-0.334 653 781 720 97	42	5	0	0.412 861 500 746 05 x10 ⁻⁷
21	0	0	0.138 700 347 775 05 x10 ⁴	43	5	1	-0.206 846 711 188 24 x10 ⁻⁷
22	0	1	-0.406 633 261 958 38 x10 ³	44	5	2	0.164 093 936 747 25 x10 ⁻⁸

Tableau 9

Sous région 2c :

➤ *Température à partir de la pression et l'enthalpie :*

$$T = \sum_{i=1}^{23} n_i (\pi + 25)^{l_i} (\eta - 1.8)^{j_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \eta = \frac{h}{2000 \times 10^3}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2c sont sur le tableau 10 :

i	l_i	J_i	n_i
1	-7	0	$-0.323\ 683\ 985\ 552\ 42 \times 10^{13}$
2	-7	4	$0.732\ 633\ 509\ 021\ 42 \times 10^{13}$
3	-6	0	$0.358\ 250\ 899\ 454\ 47 \times 10^{12}$
4	-6	2	$-0.583\ 401\ 318\ 515\ 90 \times 10^{12}$
5	-5	0	$-0.107\ 830\ 682\ 174\ 70 \times 10^{11}$
6	-5	2	$0.208\ 255\ 445\ 631\ 71 \times 10^{11}$
7	-2	0	$0.610\ 747\ 835\ 645\ 16 \times 10^6$
8	-2	1	$0.859\ 77\ 225\ 355\ 80 \times 10^6$
9	-1	0	$-0.257\ 457\ 236\ 041\ 70 \times 10^5$
10	-1	2	$0.310\ 810\ 884\ 227\ 14 \times 10^5$
11	0	0	$0.120\ 823\ 158\ 659\ 36 \times 10^4$
12	0	1	$0.482\ 197\ 551\ 092\ 55 \times 10^3$
13	1	4	$0.379\ 660\ 012\ 724\ 86 \times 10^1$
14	1	8	$-0.108\ 429\ 848\ 800\ 77 \times 10^2$
15	2	4	$-0.453\ 641\ 726\ 766\ 60 \times 10^{-1}$
16	6	0	$0.145\ 591\ 156\ 586\ 98 \times 10^{-12}$
17	6	1	$0.112\ 615\ 974\ 072\ 30 \times 10^{-11}$
18	6	4	$-0.178\ 049\ 822\ 406\ 86 \times 10^{-10}$
19	6	10	$0.123\ 245\ 796\ 908\ 32 \times 10^{-6}$
20	6	12	$-0.116\ 069\ 211\ 309\ 84 \times 10^{-5}$
21	6	16	$0.278\ 463\ 670\ 885\ 54 \times 10^{-4}$
22	6	20	$-0.592\ 700\ 384\ 741\ 76 \times 10^{-3}$
23	6	22	$0.129\ 185\ 829\ 918\ 78 \times 10^{-2}$

Tableau 10

➤ **Température à partir de la pression et l'entropie :**

$$T = \sum_{i=1}^{30} n_i \pi^{l_i} (2 - \sigma)^{J_i} \quad \text{Avec : } \pi = \frac{P}{10^6} \quad \sigma = \frac{s}{2925.1}$$

Les Valeurs numériques des coefficients et des exposants des équations de la sous région 2c sont portées sur le tableau 11 :

i	l_i	J_i	n_i	i	l_i	J_i	n_i
1	-2	0	0.909 685 010 053 65 x10 ³	16	3	1	-0.145 970 082 847 53 x10 ⁻¹
2	-2	1	0.240 456 670 884 20 x10 ⁴	17	3	5	0.566 311 756 310 27 x10 ⁻²
3	-1	0	-0.591 623 263 871 30 x10 ³	18	4	0	-0.761 558 645 845 77 x10 ⁻⁴
4	0	0	0.541 454 041 280 74 x10 ³	19	4	1	0.224 403 429 193 32 x10 ⁻³
5	0	1	-0.270 983 084 111 92 x10 ³	20	4	4	-0.125 610 950 134 13 x10 ⁻⁴
6	0	2	0.979 765 250 979 26 x10 ³	21	5	0	0.633 231 326 609 34 x10 ⁻⁶
7	0	3	-0.469 667 729 594 35 x10 ³	22	5	1	-0.205 419 896 753 75 x10 ⁻⁵
8	1	0	0.143 992 746 047 23 x10 ²	23	5	2	0.364 053 703 900 82 x10 ⁻⁹
9	1	1	-0.191 042 042 304 29 x10 ²	24	6	0	-0.297 598 977 892 15 x10 ⁻⁸
10	1	3	0.532 991 671 119 71 x10 ¹	25	6	1	0.101 366 185 297 63 x10 ⁻⁷
11	1	4	-0.212 529 753 759 34 x10 ²	26	7	0	0.599 257 196 923 51 x10 ⁻¹¹
12	2	0	-0.311 473 344 137 60	27	7	1	-0.206 778701 051 64 x10 ⁻¹⁰
13	2	1	0.603 348 408 946 23	28	7	3	-0.208 742 781 818 86 x10 ⁻¹⁰
14	2	2	-0.427 648 397 025 09 x10 ⁻¹	29	7	4	0.101 621 668 250 89 x10 ⁻⁹
15	3	0	0.581 855 972 552 59 x10 ⁻²	30	7	5	-0.164 298 282 813 47 x10 ⁻⁹

Tableau 11