

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

THESE DE DOCTORAT (LMD)

Spécialité : systèmes énergétiques et thermiques

ÉTUDE ET OPTIMISATION DES PERFORMANCES D'UNE MACHINE DE
CLIMATISATION A EJECTEUR RELIEE A UN CONCENTRATEUR SOLAIRE

Par

Mokhtar GHODBANE

Devant le jury composé de :

Y. BENKHEDDA	Professeur	Université de Blida 1	Président
A. HAMID	Professeur	Université de Blida 1	Examineur
M. ROUDANE	MC-A	Université de Blida 1	Examineur
M. ABBAS	MR-A	UDES	Examineur
B. BOUMEDDANE	Professeur	Université de Blida 1	Directeur de thèse

Blida, Juillet 2017

RESUME

L'objectif principal de cette thèse est de mener une étude détaillée sur l'utilisation de l'énergie solaire dans le domaine de la climatisation pour la région de Blida en Algérie. Ce climatiseur solaire dépend de l'utilisation d'un éjecteur supersonique qui est caractérisé par la compression thermique plutôt que par la compression mécanique fortement onéreuse, où l'éjecteur actionné uniquement par l'énergie utile qui provient du soleil. Pour le sous-système solaire, le concentrateur cylindro-parabolique (PTC) et le réflecteur linéaire de Fresnel (LFR) ont été utilisés pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique. La performance (COP_{EJC}) d'un système de climatisation solaire à éjecteur varie d'un réfrigérant à l'autre, pour expliquer ça nous avons fait une étude comparative entre dix fluides frigorigènes (R717, R718, Méthanol, R143a, R141b, R141b, R290, R245fa, R134a, R600 et R114). Ensuite, nous avons définis les dimensions d'un éjecteur pour une machine de climatisation solaire à eau en termes de la température de générateur du cycle motrice de 80 à 130 °C. Les résultats obtenus sont très encourageants pour l'approche de l'exploitation de l'énergie solaire dans notre pays dans le domaine de la climatisation en été. Simplement, nous pouvons dire avec confiance que l'énergie solaire est l'énergie alternative et l'énergie de l'avenir de l'Algérie.

Mots-clés : L'énergie solaire ; L'environnement ; La climatisation solaire ; L'éjecteur supersonique; Le réfrigérant ; L'enceinte de refroidissement ; La performance ; L'efficacité énergétique.

ABSTRACT

The main objective of the thesis is to conduct a detailed study on the use of solar energy in the field of air conditioning in Blida region, Algeria. This Solar air-conditioner depends on the use of a supersonic ejector which is characterized by thermal compression rather than by highly expensive mechanical compression, where the ejector operated solely by the useful energy that comes from the sun. For the solar subsystem, the parabolic trough concentrator (PTC) and the Fresnel Linear Reflector (LFR) used to convert solar energy into thermal energy. The performance (COP_{EJC}) of an ejector solar air conditioning system varies from one refrigerant to another; to illustrate it, a comparative study between ten refrigerants (R717, R718, Methanol, R143a, R141b, R141b, R290, R245fa, R134a, R600 and R114) has been conducted. Then, we defined the dimensions of an ejector for a solar air conditioning machine uses water as a coolant according to the generator temperature of the driving cycle from 80 to 130 ° C. The results obtained are very encouraging for the approach of the exploitation of the solar energy in our country in the field of air conditioning in summer. Simply, we can say with confidence that solar energy is the future energy of Algeria.

Keywords: Solar energy; Environment ; Solar air conditioning; Supersonic ejector; Refrigerant; Cooling chamber; Performance ; Energy efficiency.

المخلص

الهدف الرئيسي لهذه الأطروحة هو إجراء دراسة مفصلة لاستخدام الطاقة الشمسية في مجال تكييف الهواء في منطقة البليلة، الجزائر. مكيف الهواء الشمسي المدروس يعتمد على استخدام قاذف فوق صوتي لإستغلال الضغط الحراري بدلا من الضغط الميكانيكي المكلف للغاية، حيث يعمل هذا القاذف بالطاقة الشمسية فقط. أما بالنسبة للنظام الفرعي الشمسي، فقد تم استخدام المركز الشمسي النصف أسطواني (PTC) وعاكس فريزل الخطي (LFR) لتحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية. كفاءة هذا المكيف الشمسي (COPEJC) تتغير بتغير وسيط التبريد المستعمل، لتوضيح ذلك، أجريت دراسة لمقارنة بين عشرة وسائط تبريد وهم (R717، R718، الميثانول، R143a، R141b، R141b، R290، R245fa، R134a، R600 و114R). ثم قمنا بتحديد أبعاد القاذف لمكيف هواء شمسي يستعمل الماء كوسيط تبريد بدلالة تغير حرارة المولد الحراري من 80 إلى 130 درجة مئوية. وأخيرا، فإن النتائج المتحصل عليها مشجعة جدا لاستغلال الطاقة الشمسية في بلادنا الجزائر في مجال تكييف الهواء صيفا. ببساطة، يمكننا القول بكل ثقة أن الطاقة الشمسية هي الطاقة البديلة للطاقة الأحفورية، فإذا الطاقة الشمسية هي طاقة المستقبل للجزائر.

الكلمات المفتاحية: الطاقة الشمسية، البيئة، تكييف الهواء، القاذف فوق صوتي، التبريد الشمسي، سائل التبريد، الأداء، النجاعة الطاقوية.

DEDICACE

À ma très chère patrie l'Algérie

À mes parents

À ma très chère épouse

A mes beaux-parents

À mes merveilleuses sœurs

À mes frères

Aux familles de mes beaux-parents (GHOBNI & DOUGA)

À tous mes amis.

Mokhtar Ghodbane

Blida, le 5 janvier 2018

REMERCIEMENTS

Le remerciement infini avant tous est à Dieu le plus puissant qui m'a comblé des bienfaits de l'Islam et de la Science.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon encadreur, Le professeur **Pr. Boussad BOUMEDDANE**, pour son enthousiasme et son soutien sans faille durant la réalisation de ce mémoire. Il a toujours été disponible pour me prodiguer ses conseils.

Je tiens également à remercier chaleureusement **Pr. Boubaker BENHAOUA**, **Dr. Nabil ZEMMAR**, **Mr. Nouredine SAID**, **Dr. Ayoub GUERAH** et **Dr. Soulef LARGOT** pour la collaboration fructueuse que nous avons eue, et pour ses nombreux conseils qui m'ont été d'un grand intérêt.

J'exprime ma profonde gratitude au **Pr. Younes BENKHEDDA** qui m'a fait l'honneur de présider le jury de cette thèse. Je lui suis très reconnaissante pour l'attention qu'il a portée à ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements au **Pr. Abdelkader HAMID**, **Dr. Mohamed ROUDANE** et **Dr. Mohamed ABBAS** pour l'intérêt qu'ils ont manifesté à cette thèse, en acceptant de l'examiner.

J'exprime ma gratitude à ma famille qui m'a toujours soutenue et encouragée dans la voie que je m'étais fixée. Je remercie particulièrement mes parents et ma très chère épouse qui m'ont stimulée et encouragée pendant mes études.

Aussi, j'ai envoyé un remerciement spécial aux familles « **GHOBNi & DOUGA** », surtout à **Mr. Mabrouk GHOBNI**, et à **Mme. Naziha DOUGA**.

Mes vifs remerciements vont également à tous mes enseignants en graduation. J'adresse un amical remerciement le plus sincère à tous mes collègues et mes amis, notamment, **Mr. Nouredine MAOU**, **Mr. Djamel Dine GHODBANE**, **Dr. Hani BELTAGY**, **Dr. Fayçal SAADANE** et **Mr. Youcef BOUCHAHMA** pour leur sympathie et leur soutien.

Je remercie tous ceux qui m'ont aidée et soutenue de près ou loin.
Grand merci à tous

Mokhtar Ghodbane

Blida, le 5 janvier 2018

TABLE DES MATIERES

RESUME	1
DEDICACE	5
REMERCIEMENTS	8
TABLE DES MATIERES	9
LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS	10
LISTE DES FIGURES	10
LISTE DES TABLEAUX	11
INTRODUCTION GENERALE	14
1. ETAT DE L'ART	16
1.1. Production du froid	5
1.2. Recherche bibliographique	8
1.2.1. Généralités sur la technologie des éjecteurs	9
1.2.2. Classification des éjecteurs	10
1.2.2.1. Position de la buse	10
1.2.2.2. Conception de la buse de la chambre d'aspiration	11
1.2.2.3. Nombre de phases	14
1.2.3. Technologies de réfrigération à éjecteur (SRE)	16
1.2.3.1. Système de réfrigération à éjecteur seulement (SRES)	16
1.2.3.2. Système de réfrigération à éjecteur relié à un collecteur solaire (SRECS)	20
1.2.3.3. Système de réfrigération d'éjecteur sans pompe mécanique	25
1.2.3.4. Systèmes de réfrigération à absorption avec un éjecteur (SRAbE)	31
1.2.3.5. Systèmes de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur (SRAAdCE)	33
1.2.3.6. Systèmes de réfrigération à éjecteur assisté par un compresseur à vapeur (SRECV)	35
1.2.3.7. Systèmes de réfrigération utilisant l'éjecteur comme une vanne d'expansion	37
1.2.3.8. Systèmes de réfrigération à éjecteur avec multi-composants (SREMC)	39
1.3. Conclusion	43
2. SYSTEME DE CONVERSION D'ENERGIE SOLAIRE	44
2.1. Les technologies des concentrateurs solaires linéaires	44
2.2. Les concentrateurs cylindro-parabolique (Parabolic Trough Collector)	45
2.2.1. Modèle optique	47
2.2.2. Modèle thermique	52
2.3. Les concentrateurs solaires linéaires de Fresnel (LFR)	64
2.3.1. Le réflecteur linéaire de Fresnel contient un tube absorbeur peints en noir mat, et avec une vitre	67
2.3.2. Étude expérimentale et numérique d'un concentrateur linéaire de Fresnel contient un tube absorbeur sans vitre, et recouvert d'une surface sélective	74
2.3.2.1. La section expérimentale	74
2.3.2.2. La section numérique (Simulation)	80
2.3.2.3. Présentation, discussion et comparaison des résultats	85
2.4. Conclusion	92
3. SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR SUPERSONIQUE	93
3.1. Analyse du système de réfrigération à éjecteur	93
3.2. Sélection de réfrigérant	96
3.2.1. Les critères pour le choix d'un réfrigérant	96
3.2.1.1. L'impact environnemental	96
3.2.1.2. Le côté de la sécurité et de l'utilisation	97
3.2.1.3. L'impact énergétique	97
3.2.2. Les types des fluides frigorigènes	97
3.2.2.1. Les ChloroFluoroCarbures (CFC) (groupe de halocarbures)	97

3.2.2.2.	Les HydroChloroFluoroCarbone (HCFC)	98
3.2.2.3.	Les HydroFluoroCarbone (HFC)	98
3.2.2.4.	Mélange de fluides frigorigènes	98
3.2.2.5.	Les groupes hydrocarbure (HC)	98
3.3.	Les conditions opératoires d'un SRE	101
3.4.	Dimensionnement d'un éjecteur pour un système de climatisation d'une puissance de 10 kW	107
3.4.1.	Modélisation du flux primaire	108
3.4.2.	Modélisation du flux de fluide secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y	110
3.4.3.	La zone transversale à la section y-y (A3)	111
3.4.4.	La section de mélange (m-m)	112
3.4.5.	La section de la chambre fixe (le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3)	114
3.4.6.	Le diffuseur	114
3.5.	La performance de l'éjecteur	115
3.6.	Conclusion	123
4.	CALCUL DES CHARGES DE CLIMATISATION	124
4.1.	Données du site de Blida	124
4.2.	Données de conception	125
4.3.	Calcul des charges de climatisation	125
4.3.1.	Les charges des parois	126
4.3.2.	Les charges des occupants	127
4.3.3.	Les charges d'éclairage	127
4.3.4.	Les charges d'aération	127
4.4.	Conclusion	128
5.	SIMULATION DYNAMIQUE D'UNE MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR	129
5.1.	Système de captation solaire	131
5.2.	Système de refroidissement à éjecteur	132
5.3.	L'enceinte de refroidissement	133
5.4.	Simulation dynamique de la machine	133
5.4.1.	Les conditions climatiques de la région de Blida	134
5.4.2.	Evaluation d'efficacités des concentrateurs solaires	138
5.4.3.	Evaluation des performances de la machine de climatisation solaire à éjecteur	143
5.5.	Etude dynamique d'un climatiseur solaire à éjecteur utilise l'eau comme un réfrigérant	153
5.6.	Conclusion	157
	CONCLUSION GENERALE	158
	APPENDICES	
A.	Calcul des rayonnements solaires selon le modele semi-empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT	
B.	Les propriétés thermo-physique des fluides caloporteurs	
	REFERENCES	

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

L'alphabet latin

A_3	:	La section transversale nécessaire pour le flux (primaire+secondaire) à l'entrée de la chambre fixe	m^2
A_A	:	La différence entre la surface intérieure et la surface extérieure du tube absorbeur	m^2
$A_{A,ext}$:	La surface extérieure de l'absorbeur	m^2
$A_{A,int}$:	La surface intérieure de l'absorbeur	m^2
A_c	:	La surface de l'ouverture de de captation du collecteur solaire	m^2
ACH	:	Le taux de changement horaire de l'air	
A_{ey}	:	La section transversale nécessaire pour le flux secondaire à l'entrée de la chambre fixe	m^2
A_{Fe}	:	La surface des fenêtres	m^2
A_{g1}	:	La surface de la sortie de la buse	m^2
A_{gy}	:	La section transversale nécessaire pour le flux primaire à l'entrée de la chambre fixe	m^2
A_S	:	La surface de l'ouverture du collecteur solaire	m^2
A_t	:	La surface de la buse	m^2
A_v	:	La différence entre la surface intérieure et la surface extérieure de la vitre	m^2
A_w	:	La surface des parois murales	m^2
C_1	:	Un coefficient dépend aux caractéristiques du tube absorbeur du collecteur solaire cylindro-parabolique	
C_A	:	La chaleur spécifique du tube absorbeur	J/kg k
C_A	:	La vitesse au niveau de A	m/s
C_B	:	La vitesse au niveau de B	m/s
C_e	:	La vitesse de flux secondaire	m/s
C_{ey}	:	La vitesse du flux secondaire à la section y-y	m/s
C_F	:	La chaleur spécifique du fluide	J/kg k
C_g	:	La vitesse de flux primaire	m/s
$C_{g,exp}$:	La vitesse du fluide primaire du générateur après expansion à travers la buse	m/s
C_{gy}	:	La vitesse du flux primaire à la section y-y	m/s
C_m	:	La vitesse de flux mélangé	m/s
COP_{EJC}	:	La performance thermique de sous-système de réfrigération à éjecteur	
COP_{SYS}	:	La performance du système de climatisation solaire à éjecteur	
C_p	:	La chaleur spécifique de l'air	J/Kg. °C
PTC	:	Le concentrateur cylindro-parabolique	
C_v	:	La chaleur spécifique de la vitre	J/kg k
D.F.	:	Le facteur de diversité	
$D_{A,ext}$:	Le diamètre extérieur de l'absorbeur	m
$D_{A,int}$:	Le diamètre intérieur de l'absorbeur	m
$Dist_x$:	La distance entre la sortie de la buse et l'entrée de la surface constante (section y-y)	m
DNI	:	Le rayonnement solaire direct	W/m ²
$D_{V,ext}$:	Le diamètre extérieur de la vitre	m
$D_{V,int}$:	Le diamètre intérieur de la vitre	m
f	:	Le coefficient des pertes du au vent	

F_{lampe}	: le coefficient selon le type de la lampe	W
g	: Constante de gravité	Kg N m/s ²
\dot{G}_t	: Le flux de masse	Kg/s
h	: La hauteur angulaire de soleil	°
h_A	: L'enthalpie massique au niveau de A	KJ/Kg
h_B	: L'enthalpie massique au niveau de B	KJ/Kg
h_c	: L'enthalpie du flux mixte au niveau de l'entrée du condenseur	KJ/Kg
h_d	: L'enthalpie du flux mixte au niveau du diffuseur	KJ/Kg
$h_{dc,is}$: L'enthalpie du flux mélange qui est comprimée isentropiquement et entrant dans le diffuseur	KJ/Kg
h_e	: L'enthalpie du fluide secondaire au niveau de l'évaporateur	KJ/Kg
h_{ext}	: Le coefficient de transfert de chaleur par convection externe	W/m ² K
h_F	: Le coefficient d'échange de chaleur par convection	
h_g	: L'enthalpie du fluide primaire au niveau du générateur	KJ/Kg
$h_{g,exp}$: L'enthalpie du fluide primaire du générateur après expansion à travers la buse	KJ/Kg
$h_{gm,is}$: L'enthalpie du fluide primaire qui dilatée isentropiquement à travers la buse dans l'éjecteur	KJ/Kg
h_{int}	: Le coefficient de transfert de chaleur par convection interne	W/m ² K
h_m	: L'enthalpie de mélange au point de mélange	KJ/Kg
h_v	: Le coefficient de la convection du vent	
j	: Le nombre de jour	
K	: Le facteur de correction d'angle d'incidence modifié du collecteur cylindro-parabolique	
K_F	: La conductivité thermique du fluide	W/m ² .K
K_p	: Le coefficient de transfert de chaleur par conduction pour le revêtement de paroi murale	W/m.K
K_w	: le coefficient de transfert de chaleur par conduction pour les parois murales	W/m.K
LFR	: Le concentrateur linéaire de Fresnel	
L_{mix}	: La longueur de la section de mélange	m
Ma_3	: Le nombre de Mach du flux mixte à la section mm à 3-3 dans la chambre à surface constante	
Ma_{ey}	: Le nombre de Mach du fluide secondaire au niveau de la section (y-y) de la chambre fixe	
$Ma_{g,1}$: Le nombre de mach du fluide primaire qui provenant du générateur, et qui se dilate à travers la buse	
Ma_{gy}	: Le nombre de Mach du flux primaire à l'entrée de la chambre à surface constante dans l'éjecteur	
Ma_{gy}	: Le nombre de Mach du fluide primaire au niveau de la section (y-y) de la chambre fixe	
m_e	: Le flux massique qui provenant de l'évaporateur	Kg/s
m_g	: Le flux massique qui provenant du générateur	Kg/s
n	: Le nombre d'occupants de la salle	
N	: Le nombre des lampes dans la salle	
Nu	: Le nombre de Nusselt	
\varnothing_g	: le coefficient arbitraire	
P_1	: La pression à la sortie de la buse primaire	Pa
P_3	: La pression du flux mixte à la section mm à 3-3 dans la chambre à surface constante	Pa
P_4	: La pression de mélange à la sortie de l'éjecteur	Pa
P_C	: La pression du condenseur	Pa
P_C^*	: La pression critique du condenseur	Pa

P_{Co}	: La pression marginale supérieure de l'éjecteur	Pa
P_e	: La pression de l'évaporateur	Pa
P_{ey}	: La pression du flux secondaire à l'entrée de la chambre fixe	Pa
P_g	: La pression du générateur	Pa
P_{g1}	: La pression du fluide primaire à la sortie de la buse	Pa
P_{gy}	: La pression du flux primaire à l'entrée de la chambre à surface constante dans l'éjecteur	Pa
P_{lampe}	: La puissance de la lampe	W
P_m	: La pression du flux mixte dans la chambre à surface constante	Pa
Pr	: Le nombre de Prandtl	
P_t	: La pression à la gorge de la buse	Pa
q	: La chaleur (transfert thermique)	W
$q_{absorbée}$: La quantité de chaleur absorbée au niveau du tube absorbeur	W
$Q_{aér}$: Les charges totales d'aération	
$Q_{aér-lat}$: La chaleur latente totale	W
$Q_{aér-sens}$: La chaleur sensible totale	W
Q_c	: La chaleur perdue	W
Q_e	: La puissance de l'enclaustrage frigorifique	W
q_{ext}	: L'échange thermique global entre l'absorbeur et l'environnement	W
$q_{ext,conv}$: L'échange par convection entre l'absorbeur et l'environnement	W
$q_{externe}$: La puissance externe (convection et rayonnement) entre la vitre et l'ambiance	W
Q_{Fe}	: La charge de fenêtres	W
Q_g	: La puissance utile	W
$q_{interne}$: La puissance interne (convection et rayonnement) entre l'absorbeur et la vitre	W
Q_{lampes}	: Les charges d'éclairage	W
q_{lat_occ}	: La chaleur latente pour une seule personne	W
$Q_{lat-occ}$: La chaleur latente qui donne par les occupants de la salle	W
Q_m	: Le débit massique	Kg/s
Q_{Pl}	: La charge de Plancher	W
Q_{Po}	: La charge de portes	W
Q_S	: La puissance solaire capturée par le capteur solaire	W/m ²
q_{sen_occ}	: La chaleur sensible pour une seule personne	W
$Q_{sen-occ}$: La chaleur sensible qui donne par les occupants de la salle	W
q_{sortie}	: La quantité de chaleur de fluide quand il est sorti de tube	W
q_{sortie}	: la quantité de chaleur à la sortie de l'élément de tube absorbeur	W
Q_{Toi}	: La charge de la toiture	W
Q_u	: la puissance utile pour chauffer l'air	W
q_{utile}	: La quantité de chaleur échangée par convection entre l'absorbeur et le fluide	W
q_{gain}		
Q_v	: Le débit volumique de l'air	m ³ /h.m ²
Q_w	: La charge de parois murales	W
R	: La constante de gaz ($R=8,31441$ J/mol. K)	J/mol. K
Re	: Le nombre de Reynolds	
r_p	: Le taux de compression	
r_p^*	: Le taux de compression critique	
S_e	: La surface effective des miroirs réfléchissants	m ²
SHF	: Le facteur de chaleur sensible de la salle	
STR	: System Thermal Ratio	
t	: Le temps	heure
T_A	: La température du tube absorbeur	K
T_{amb}	: La température de l'ambiance	K
T_{ey}	: La température du fluide secondaire au niveau de la section (y-y) de	K

T_{ey}	: la chambre fixe : La température du fluide primaire au niveau de la section (y-y) de la chambre fixe	K
T_F	: La température du fluide caloporteur	K
T_{fi}	: La température d'entrée de fluide caloporteur	K
T_{fo}	: La température de la sortie de fluide caloporteur	K
T_g	: La température de fluide primaire qui provenant de générateur	K
T_V	: La température de la vitre	K
U_{Fe}	: Le coefficient global de transfert de chaleur des fenêtres	W/m ² K
U_{gw}	: Le coefficient global de transfert de chaleur des parois murales	W/m ² K
U_L	: Le coefficient des pertes thermiques	W/m ² .K
U_{PI}	: Le coefficient global de transfert de chaleur de Plancher	W/m ² K
U_{Toi}	: Le coefficient global de transfert de chaleur de toiture de la salle	W/m ² K
V_{salle}	: Le volume de la salle	m ³
V_V	: La vitesse de vent	m/s
W_m	: La largeur du miroir	m
X_p	: L'épaisseur du revêtement de paroi murale	m
X_w	: L'épaisseur de paroi murale	m
Z_A	: La hauteur au niveau A	m
Z_B	: La hauteur au niveau B	m
Δh	: La différence d'enthalpie entre l'état chaud et l'état froid	KJ/Kg
Δt	: La durée du jour	heure
ΔT	: L'écart de température	K
ΔX	: L'élément de longueur	m

L'alphabet grec

γ	: Le ratio de la capacité calorifique	
γ_{int}	: Le facteur d'interception	
α	: Le coefficient d'absorbions de l'absorbeur	
α_F	: La diffusivité thermique du fluide	m ² /s
δ	: La déclinaison	°
ϵ_A	: L'émissivité du tube absorbeur	
ϵ_t	: Le travail	W
ϵ_V	: L'émissivité de l'enveloppe transparente en verre	
η	: L'efficacité thermique	
η_D	: L'efficacité isentropique du Diffuseur	
η_N	: L'efficacité isentropique de la buse d'éjecteur	
η_{opt}	: L'efficacité optique	
θ_n	: L'angle d'inclinaison de (n ^{ème}) 'élément de miroir	°
θ_t	: L'angle transversal	°
λ	: L'efficacité isentropique d'éjecteur	
μ_F	: La viscosité dynamique du fluide	Kg/m.s
v_0	: Le volume spécifique de l'air extérieur	m ³ /Kg
ν_F	: La viscosité cinématique du fluide	m ² /s
ρ	: La densité de l'air à l'instant (t)	Kg/m ³
ρ_A	: La densité du tube absorbeur	kg/m ³
ρ_F	: La densité du fluide	Kg/m ³
ρ_m	: Le facteur de réflectance du miroir	
ρ_V	: La densité de la vitre	kg/m ³
σ	: La constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8}$)	W/m ² .K ⁴
ω	: Le taux d'entraînement (rapport d'entraînement)	
ω_h	: L'angle horaire	°

LISTE DES FIGURES

Figure 1. 1 : Les différents types des cycles de refroidissement solaires.	7
Figure 1. 2 : La géométrie et les sections d'éjecteur.	9
Figure 1. 3 : La configuration de l'éjecteur selon la position de la buse.	11
Figure 1. 4 : Modes opérationnels d'un éjecteur subsonique.	12
Figure 1. 5 : Modes opérationnels d'un éjecteur supersonique.	13
Figure 1. 6 : Classification des éjecteurs selon le nombre des phases.	14
Figure 1. 7 : Un système standard de réfrigération à éjecteur seulement (SRES).	16
Figure 1. 8 : Un système de réfrigération à éjecteur avec pré-refroidisseur et préchauffeur.	17
Figure 1. 9 : Un système de réfrigération à éjecteur combiné avec un cycle de puissance.	18
Figure 1. 10 : Un système de réfrigération à éjecteur relié à un collecteur solaire (SRECS).	20
Figure 1. 11 : Une machine de réfrigération solaire à éjecteur équipé d'un réservoir de chaleur et un réservoir de froid.	22
Figure 1. 12 : Un systèmes de réfrigération à éjecteur gravitationnel / rotatif.	25
Figure 1. 13 : Un système de réfrigération à bi-éjecteur.	26
Figure 1. 14 : Un système de refroidissement d'éjecteur avec des générateurs multifonctions.	27
Figure 1. 15 : Un système de refroidissement d'éjecteur avec un système d'alimentation de générateur sans travail.	28
Figure 1. 16 : Un système de réfrigération à caloduc / éjecteur.	29
Figure 1. 17 : Un SRAbE: le mélange est envoyé à la matière absorbante.	31
Figure 1. 18 : Un SRAbE: le mélange est envoyé au condenseur.	32
Figure 1. 19 : Un système de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur.	34
Figure 1. 20 : Un système de réfrigération à éjecteur assisté par un booster.	37
Figure 1. 21 : Un système de réfrigération utilisant un éjecteur comme une vanne d'expansion.	38
Figure 1. 22 : SRE avec une pompe à jet supplémentaire.	40
Figure 1. 23 : Système de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages.	40
Figure 1. 24 : Système de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages.	41
Figure 2. 1 : Schéma d'un concentrateur cylindro- parabolique.	45
Figure 2. 2 : La centrale hybride de Hassi R'mel.	47
Figure 2. 3 : Un PTC selon la 1 ^{ère} configuration avec le logiciel SolTrace.	49
Figure 2. 4 : La configuration des tubes absorbeurs.	49
Figure 2. 5 : Le contour de l'intensité de flux thermique moyen et la distribution moyenne de flux thermique avec $DNI=750 [W/m^2]$ pour les trois configurations.	51
Figure 2. 6 : Evaluation de l'intensité de flux thermique pour les trois configurations.	52
Figure 2. 7 : Le bilan thermique d'un élément surfacique du tube absorbeur.	54
Figure 2. 8 : Evaluation des températures pour un PTC à eau selon la 2 ^{ème} configuration.	58
Figure 2. 9 : Évaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à eau selon la 2 ^{ème} configuration.	59
Figure 2. 10 : Evaluation des températures pour un PTC à eau selon la 1 ^{ère} configuration.	60
Figure 2. 11 : Evaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à eau selon la 1 ^{ère} configuration.	60
Figure 2. 12 : Evaluation des températures pour un PTC à huile selon la 3 ^{ème} configuration.	61
Figure 2. 13 : Evaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à huile selon la 3 ^{ème} configuration.	61
Figure 2. 14 : Les photos du premier prototype du LFR conçu par G. Francia.	65
Figure 2. 15 : Comparaison optique entre les deux concentrateurs linéaires FLR & PTC avec les mêmes conditions.	70
Figure 2. 16 : Le rayonnement solaire direct selon le modèle semi-empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT pour la journée de 26/01/2016 à Blida.	71

Figure 2. 17 : Evaluation du rendement pour les deux concentrateurs LFR et PTC pendant la journée de 26/01/2016 à Blida.	71
Figure 2. 18 : Evolution de la température pour les deux concentrateurs LFR et PTC pendant la journée de 26/01/2016 à Blida.	72
Figure 2. 19 : Evaluation de coefficient des pertes thermique pour les deux concentrateurs pour la journée de 26/01/2016 à Blida.	73
Figure 2. 20: La photo du dispositif expérimental.	75
Figure 2. 21 : La géométrie de la cavité trapézoïdale.	76
Figure 2. 22 : Schématisation du réflecteur linéaire de Fresnel.	77
Figure 2. 23 : Les valeurs mesurées du rayonnement solaire direct.	79
Figure 2. 24 : Les valeurs mesurées de la température de l'air ambiant et de la vitesse de vent.	80
Figure 2. 25 : La configuration des miroirs à 12:00.	81
Figure 2. 26 : Le bilan énergétique sur un élément du tube absorbeur.	82
Figure 2. 27 : L'efficacité thermique expérimentale pendant les deux journées des essais.	86
Figure 2. 28 : La température de stagnation en cas de la peinture noire mat.	87
Figure 2. 29 : La température de stagnation en cas de la surface sélective.	88
Figure 2. 30 : Evaluation des températures des tubes absorbeurs d'un LFR.	89
Figure 2. 31 : Evaluation des températures de l'eau d'un LFR.	90
Figure 2. 32 : Evaluation des coefficients des pertes thermiques.	91
Figure 3. 1: Cycle de réfrigération d'éjecteur.	93
Figure 3. 2: Les différentes sections d'un éjecteur.	94
Figure 3. 3: Les diagrammes thermodynamiques selon le type de réfrigérant.	100
Figure 3. 4: La variation du taux d'entraînement (ω) du SRE avec le R141b.	101
Figure 3. 5: L'évolution du coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du SRE.	102
Figure 3. 6: Le taux d'entraînement (ω) pour les réfrigérants sélectionnés.	104
Figure 3. 7: Les performances thermiques (COP_{EJC}) pour les réfrigérants sélectionnés.	105
Figure 3. 8: Diagramme T-S pour la phase d'expansion et de compression.	108
Figure 3. 9: L'organigramme de calcul du diamètre (D_1) de la buse de flux primaire.	110
Figure 3. 10: L'organigramme de calcul de diamètre d'entrée du flux secondaire vers la zone de mélange.	111
Figure 3. 11: La distance ($Dist_X$) entre la sortie de la buse et l'entrée de la chambre fixe.	116
Figure 3. 12: La procédure de calcul de la dimension de l'éjecteur.	118
Figure 3. 13: Evaluation de la pression sur le long de l'éjecteur.	121
Figure 3. 14: Evaluation du nombre de Mach sur le long de l'éjecteur.	122
Figure 5. 1 : Schéma de la machine de climatisation solaire à éjecteur.	130
Figure 5. 2 : Entrées-sorties du modèle global d'un sous-système de climatisation à éjecteur.	133
Figure 5. 3 : Evolution annuelles de la précipitation.	134
Figure 5. 4 : Evolution annuelle de la durée de l'ensoleillement.	135
Figure 5. 5 : Evaluation annuelle des rayonnements solaires globaux.	135
Figure 5. 6 : Evolution annuelle des rayonnements solaires diffus.	136
Figure 5. 7 : Evolution annuelle des températures ambiantes.	136
Figure 5. 8 : Les valeurs limites mensuelles de la température ambiante.	137
Figure 5. 9 : Evolution des rayonnements solaire direct pour la journée du 08 juillet 2015.	137
Figure 5. 10 : Evolution de la température ambiante et de la vitesse du vent pour la journée de 08 juillet 2015.	138
Figure 5. 11 : Evolution des rendements optiques et thermiques.	140
Figure 5. 12 : Evolution des températures (Absorbeur : T_A , Fluide : T_F et Vitre : T_V).	141
Figure 5. 13 : Evolution du coefficient des pertes thermiques (U_L).	142
Figure 5. 14 : La température d'huile 'Therminol' dans le réservoir de stockage.	142
Figure 5. 15 : Le diamètre de la buse (D_1) au point critique en fonction des paramètres opératoires.	144
Figure 5. 16 : Le diamètre de la chambre fixe (D_3) au point critique en fonction des paramètres opératoires.	144

Figure 5. 17 : Le taux d'entraînement (ω) au point critique en fonction des paramètres opératoires.	145
Figure 5. 18 : La performance thermique (COP_{EJC}) au point critique en fonction des paramètres opératoires.	146
Figure 5. 19 : Le coefficient de performance du système COP_{SYS} au point critique en fonction des paramètres opératoires pour une machine de climatisation à éjecteur reliée avec un concentrateur solaire PTC.	147
Figure 5. 20 : Le coefficient de performance du système COP_{SYS} au point critique en fonction des paramètres opératoires pour une machine de climatisation à éjecteur reliée avec un concentrateur solaire LFR.	148
Figure 5. 21 : Diagramme (P-h : R141b) avec les sens de fonctionnement des boucles du sous-système de climatisation à éjecteur.	149
Figure 5. 22 : Diagramme (P-h) et les données d'impacts de chaque réfrigérants sur l'environnement.	152
Figure 5. 23 : La variation du diamètre (D_t) de la gorge de la buse d'éjecteur en fonction de la température de générateur [$^{\circ}C$].	154
Figure 5. 24 : La variation du diamètre (D_3) de la chambre fixe d'éjecteur en fonction de la température de générateur [$^{\circ}C$].	155
Figure 5. 25 : La variation du taux d'entraînement (ω) et le COP_{EJC} en fonction de la température de générateur [$^{\circ}C$].	155
Figure 5. 26 : La variation du COP_{SYS} pour chaque concentrateur (PTC et LFR) en fonction de la température du générateur [$^{\circ}C$].	156

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. 1 : La classification des éjecteurs.	15
Tableau 1. 2 : Résumé bibliographique sur les réfrigérants utilisant dans SRES.	19
Tableau 1. 3 : Les collecteurs solaires et les systèmes de stockage utilisés pour les SRECS.	23
Tableau 1. 4 : Résumé bibliographique sur les réfrigérants utilisant dans SRECS.	24
Tableau 1. 5 : Résumé bibliographique sur les techniques utilisées dans les systèmes de réfrigération à éjecteur en l'absence de la pompe mécanique.	30
Tableau 1. 6 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération à absorption avec un éjecteurs (SRAbE)..	33
Tableau 1. 7 : Résumé bibliographique sur le système de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur (SRAdCE).	35
Tableau 1. 8 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération à éjecteur assisté par un compresseur à vapeur (SRECV).	36
Tableau 1. 9 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération utilisant l'éjecteur comme une vanne d'expansion.	38
Tableau 1. 10 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération multi-évaporateur avec des éjecteurs.	42
Tableau 2. 1: Les caractéristiques optiques des quatre tubes absorbeurs.	47
Tableau 2. 2: Dimensions des concentrateurs PTC qui ont été étudiés.	48
Tableau 2. 3: Les données géographiques pour les quatre sites.	53
Tableau 2. 4 : Les températures moyennes maximale de l'ambiante pour le mois de Janvier.	53
Tableau 2. 5 : Les caractéristiques optiques des composants du concentrateur linéaire de Fresnel.	69
Tableau 2. 6: Comparaison du flux thermique au niveau du tube absorbeur entre les deux concentrateurs FLR & PTC.	70
Tableau 2. 7: Les configurations de chaque miroir à 12 :00.	81
Tableau 2. 8: Les valeurs de rendement thermique expérimental d'un LFR.	85
Tableau 2. 9: Les valeurs maximales des rendements thermiques numériques et expérimentaux d'un LFR.	86
Tableau 2. 10: Comparaison entre les valeurs maximales des températures (expérimentale et numérique).	90
Tableau 3. 1 : Les réfrigérants sélectionnés avec leurs conditions opératoires.	103
Tableau 3. 2 : L'évaluation du (ω) et (COP_{EJC}) pour les réfrigérants sélectionnés en fonction des conditions opératoires.	106
Tableau 3. 3 : Les pressions « (P_4) et (P_c) » pour les réfrigérants sélectionnés.	119
Tableau 3. 4 : Les diamètres « (D_t) et (D_3) » pour les réfrigérants sélectionnés.	120
Tableau 3. 5 : Les réfrigérants et leurs conditions opératoires.	121
Tableau 4. 1: Les coordonnées géographiques et astronomiques.	124
Tableau 4. 2 : es données climatiques de la région de Blida pendant l'année.	125
Tableau 4. 3 : Les dimensions de la salle de soutenance	125
Tableau 4. 4 : Les conditions physiques de conception.	126
Tableau 4. 5 : L'analyse de charges de climatisation.	128
Tableau 5. 1 : Les réfrigérants sélectionnés pour la simulation dynamique.	132
Tableau 5. 2 : Les caractéristiques géométriques des concentrateurs (PTC et LFR).	139
Tableau 5. 3 : Les caractéristiques optiques du concentrateur PTC.	139
Tableau 5. 4 : Les caractéristiques optiques du concentrateur LFR.	139

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La demande énergétique se développe dans le monde entier, où tous les pays cherchent à améliorer la qualité de vie de leurs citoyens. La demande d'énergie sera satisfaite par un mix énergétique mondial qui connaît une transition entre un portefeuille énergétique dominé par les combustibles fossiles et un portefeuille énergétique qui comprend une gamme de types de carburant. Les combustibles fossiles tels que le charbon, le pétrole et le gaz ont été utilisés comme un combustible de choix pendant la dernière moitié du XXe siècle. Les prévisions du mix énergétique du XXe siècle montrent une transition progressive de la domination actuelle des combustibles fossiles à une répartition plus équilibrée des sources d'énergie. Ces énergies alternatives sont les énergies renouvelables.

D'après le programme et la stratégie énergétique nationale de l'Algérie, la mission du secteur de l'énergie est de fournir à l'ensemble de la population les meilleures conditions, qualité et continuité de service. Pour répondre à ces besoins, il faut optimiser le coût de la mise à disposition de l'énergie, afin de préserver les ressources nationales. En raison de la grande disponibilité des hydrocarbures et leur coût d'approvisionnement faible par rapport à l'exploitation des énergies renouvelables, les besoins de l'Algérie sont remplis presque exclusivement par le pétrole et le gaz naturel, mais la facture des énergies fossiles sur notre pays est trop chère en termes de ses conséquences qui affectent l'environnement d'une part, et d'autre part leurs capacités sont limitées et non renouvelable. Nous rappelons les inconvénients de l'énergie fossile qui sont comme suit:

- Changements climatiques (dérèglement climatique) tels que le réchauffement planétaire et la sécheresse et la désertification ;
- Ecosystèmes déséquilibrés tel que dégradation de l'écosystème forestier ;
- L'augmentation de déchets et matières polluantes ;
- Leurs capacités sont limitées (non renouvelable) ;
- Non propre.

Mais contrairement à cela, les énergies renouvelables ont de nombreux avantages qui permettent la préservation de l'environnement et permettent le

développement de notre pays sur le plan économique. Les avantages des énergies renouvelables sont:

- Elles sont basées localement, abondantes et disponibles partout ;
- Elles sont gratuites mais leur récupération peut être chère;
- Elles sont des énergies durables seul levier clé d'un développement durable ;
- Leurs systèmes de génération énergétiques décentralisés (organisation horizontale) ;
- Elles contribuent de manière importante à produire de l'électricité et de la chaleur;
- Elles sont utilisées grâce à des processus simples ;
- Elles sont distribuées et structurées en « microgrids » ou réseaux ;
- Leurs applications allant des milliwatts aux mégawatts ;
- Elles sont totalement matures pour une large dissémination même si l'appareil de production n'est pas toujours prêt à répondre à une très forte demande.

Les types des énergies renouvelables sont: l'énergie solaire, l'énergie hydraulique, l'énergie éolienne, la biomasse et l'énergie géothermique. Parmi les énergies renouvelables qui ont été mentionnées précédemment, on trouve l'énergie solaire qui est la source la plus importante de ces énergies. Tous les pays du monde aujourd'hui travaillent pour l'exploitation et l'investissement de cette énergie dans plusieurs domaines, en particulier dans le domaine de la climatisation solaire.

De par sa situation géographique et comme étant le premier pays d'Afrique par sa superficie, l'Algérie dispose l'un des gisements solaires les plus importants du monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et atteint les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m² est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 kWh/m²/an au Nord et 2263 kWh/m²/an au sud du pays [1, 2]. Selon le Ministère Algérien de l'Énergie, le potentiel énergétique du solaire thermique de l'Algérie représente 60 fois des besoins énergétiques de l'Europe de l'Ouest. Conformément à New Energy Algeria « NEAL », ce même potentiel représente quatre fois la consommation énergétique mondiale. Il est donc important d'exploiter ce gisement dans le domaine

de la production de froid solaire, notamment dans les régions rurales isolées et dans les domaines de l'extraction de la production et de l'exploitation des énergies fossiles dans le sud de l'Algérie, où dans ces zones il est très difficile de connecter les réseaux électriques et encore pour les centres de traitement des combustibles fossiles qui consomment beaucoup d'électricité surtout dans l'opérations de la climatisation des sous-stations électriques (haute et basse tension), des bâtiments de différentes divisions (Administrations, sécurité industrielle, maintenance industrielle, exploration et production, exploitation, ...etc.) et les infrastructures des base de vie des travailleurs du secteur des hydrocarbures dans le sud algérien.

Le froid est utilisé dans un grand nombre d'applications (domestique, industrielle) et sous de nombreuses formes (climatisation, refroidissement industrielle, congélation, ...etc.). L'Institut International de Réfrigération (IIR) a estimé qu'environ 15% de toute l'électricité produite dans le monde est utilisée pour les procédés de réfrigération et de climatisation de divers types. L'utilisation des cycles de réfrigération ordinaire ont deux inconvénients à savoir l'utilisation des fluides réfrigérants polluants (ces fluides ont des impacts négatifs sur l'écosystème) et sa dépendance totale sur l'utilisation d'énergie électrique qui est très onéreuse. Pour cette raison, la tendance actuelle est l'exploitation de l'énergie solaire afin de préserver l'environnement et réduire les coûts de refroidissement. À cette fin, il existe de nombreuses techniques qui permettent la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique ou en énergie thermique en fonction de la technologie utilisée, afin d'alimenter les cycles de réfrigération.

Pour réduire la consommation d'électricité dans les climatiseurs ordinaires, nous proposons l'utilisation d'une machine de climatisation solaire à éjecteur. Le but principal de l'utilisation de l'éjecteur est de remplacer le compresseur mécanique dans le climatiseur normal. L'objectif principal de cette étude est la production d'air conditionné à partir d'une énergie solaire thermique. Nous avons développé un procédé particulier basé sur la modélisation d'une machine de climatisation à éjecteur couplé à un concentrateur solaire linéaire. Le système envisagé comporte un générateur relié au concentrateur solaire linéaire, un condenseur, un évaporateur et un éjecteur. A la sortie du condenseur, le fluide moteur est mis sous pression grâce à

une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. La recherche de l'optimisation du fonctionnement de la machine et le choix du fluide frigorigène (fluide de remplacement non CFC) sera conduite à travers un modèle précis qui intègre tous les composants de ce système. Ce modèle sera utilisé pour tester le comportement thermique de la machine en fonction de :

- La nature du réfrigérant (fluide frigorigène pur ou en mélange) ;
- La température de la source chaude (T_g), la température de la source froide (T_e) et la source intermédiaire (T_c) ;
- Le rendement thermique du concentrateur solaire utilisé.

Cette thèse est divisée en cinq chapitres qui sont structurés comme suit :

- ➡ Dans le premier chapitre, nous évoquons la littérature scientifique où un état de l'art est établi sur les systèmes de réfrigération à éjecteur.
- ➡ Le deuxième chapitre traite prioritairement le concentrateur solaire, qui est subdivisé en deux parties. La première partie est une étude numérique dédiée à la détermination des performances d'un concentrateur cylindro-parabolique fonctionnant dans des conditions climatiques différentes selon les régions sélectionnées. La deuxième partie est consacrée à l'étude expérimentale et numérique d'un réflecteur linéaire de Fresnel.
- ➡ Le troisième chapitre permet de mettre en évidence les équations qui gouvernent le sous-système de réfrigération à éjecteur. Nous utilisons un modèle monodimensionnel d'un éjecteur qui fonctionne en mode critique. De plus, nous avons étudié l'influence des caractéristiques thermodynamiques des réfrigérants sélectionnés sur les performances thermiques de ce sous-système. Une étude paramétrique est menée, pour déterminer l'influence des conditions opératoires sur les performances thermiques de sous-système.
- ➡ Le quatrième chapitre est attribué pour calculer la charge de climatisation d'un hall pédagogique (salle de conférence et de soutenance).
- ➡ Dans le cinquième chapitre, on évalue les performances totales du système de climatisation solaire à éjecteur après le couplage des trois sous-systèmes.

Nous terminerons cette thèse par une conclusion générale et des perspectives.

CHAPITRE 1 :

| **ETAT DE L'ART**

1. ETAT DE L'ART

1.1. Production du froid

Durant l'hiver de XVIII^e siècle, le refroidissement a commencé à utiliser la neige, où les blocs de neige sont stockés dans des boîtes isolées jusqu'à ce qu'il soit utilisé en été. En 1918, le premier réfrigérateur automatique a été produit sur les marchés américains par KELVINATOR. Le design et la fabrication des machines de congélation des aliments a commencé en 1927. Ensuite, l'industrie de refroidissement a été répondeuse dans plusieurs domaines (climatisation, le transport alimentaire froid, en gardant le sang, ... etc.).

Le système de refroidissement se base sur le transfert de chaleur d'une source froide vers une source chaude. Il est donc impératif de travailler pour réaliser cette conversion énergétique selon la deuxième loi de la thermodynamique. Habituellement, le système de refroidissement est un système fermé, ce qui permet:

- D'éviter la pollution de l'environnement ;
- Contrôle le débit du réfrigérant ;
- Élimination de l'humidité et de l'air du circuit de refroidissement.

L'efficacité du cycle de refroidissement dépend de nombreuses variables, comme les températures, les pressions à différents points du cycle de refroidissement, la vitesse d'écoulement du réfrigérant et l'énergie consommée par les éléments du cycle.

Il existe plusieurs méthodes pour la production du froid, qui sont :

1.1.1. Mélanges réfrigérants

Les mélanges réfrigérants se basent sur les propriétés colligatives des solvants, tels que la tension de vapeur, le point d'ébullition, la pression osmotique, le point de solidification et le point de congélation. La dissolution de certaines substances (solides ou liquides) dans un solvant en les mélangeant, absorbe une quantité de chaleur équivalente à sa chaleur latente de fusion, tels que le cas de mélange de Calcium

avec la neige, où la température de congélation du mélange diminue de 0°C à -5°C [3].

1.1.2. Détente d'un gaz parfait

Avec cette méthode, le froid est produit par la décroissance des températures d'un gaz soumis à une détente avec/ou sans production de travail extérieur, comme indiqué ci-dessous

1.1.2.1. Détente avec production de travail extérieur

La détente des gaz fournit de l'énergie mécanique qui dépense de la chaleur qu'ils contiennent. Donc, suite à cette détente, la température du gaz baisse ce qui se traduit par une production de froid. Ce principe est appliqué dans les machines frigorifiques utilisées pour la liquéfaction des gaz difficilement liquéfiables tels que l'air ou ses composants et dans les installations centrales de traitement de gaz en s'appuyant sur un turbo-expander.

1.1.2.2. Détente sans production de travail extérieur

Quand le gaz parfait se dilate librement sans fournir de l'énergie mécanique, sa température diminue tout en maintenant l'enthalpie constante, c'est la détente isenthalpique, comme on l'appelle la détente de Joule-Thomson [3].

1.1.3. Evaporation d'un liquide pur

Cette méthode dépend de l'utilisation d'un gaz liquéfié qui s'évapore en absorbant la chaleur du corps à refroidir. Ce corps lui cède une certaine quantité de chaleur correspondante à la chaleur latente d'évaporation du liquide.

1.1.4. Réfrigération thermoélectrique (effet Peltier)

En 1834, le physicien français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents (métaux ou semi-conducteur) provoque un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction suivant le sens du courant. C'est un moyen très simple de faible efficacité utilisé particulièrement au bord des véhicules spatiaux, refroidissement des microprocesseurs, capteurs CCD, systèmes de guidage et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires [3].

Figure 1. 1 montre les différents domaines de refroidissement solaire ; parmi ces types de refroidissement, il y a l'axe de la climatisation solaire qui fait l'objet de cette thèse scientifique. Généralement, le système de climatisation solaire se compose de trois sous-systèmes: le sous-système de conversion d'énergie solaire, le sous-système de climatisation et l'enceinte climatique.

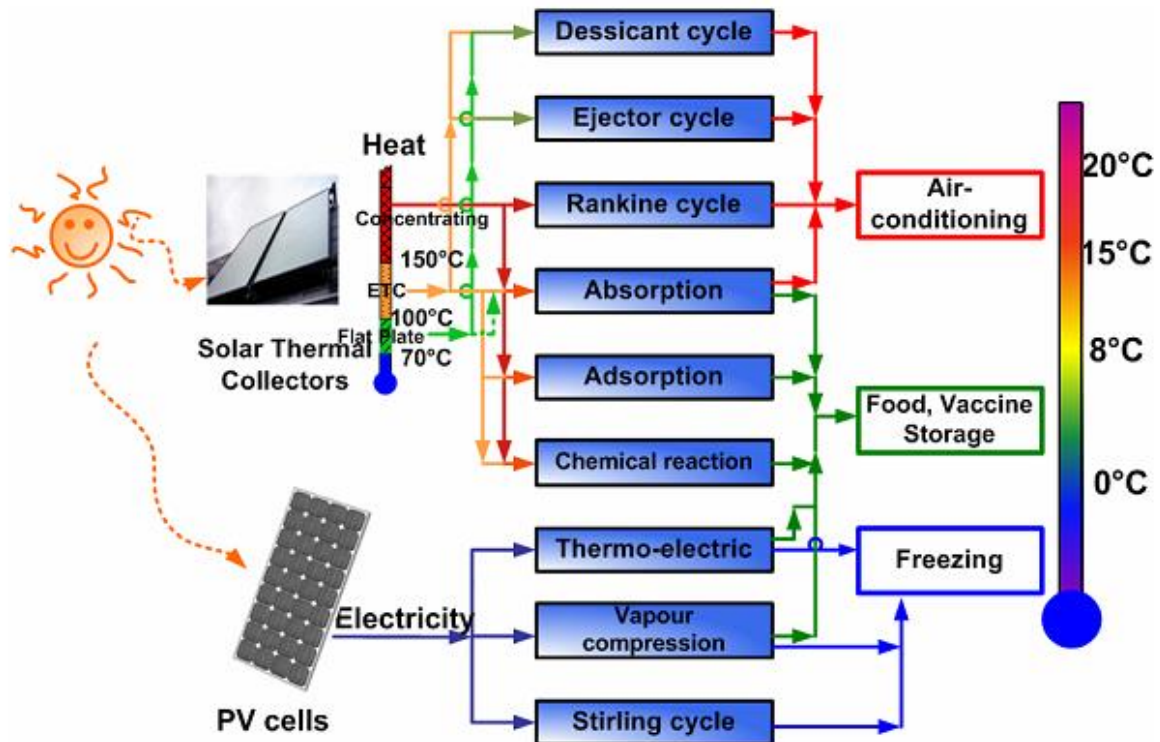


Figure 1. 1 : Les différents types des cycles de refroidissement solaires [4, 5].

Le cycle approprié à chaque application dépend des exigences de la demande de refroidissement à savoir : la puissance, les niveaux de température de l'objet à refroidir ainsi que de l'environnement. Selon la Figure 1. 1, l'énergie solaire n'est pas utilisée directement, mais nécessite un système de conversion. A partir du flux de l'énergie solaire il y a deux voies importantes, à savoir :

- La conversion de l'énergie solaire reçue par les collecteurs solaires en énergie thermique ;
- La conversion électrique (système photovoltaïque), où l'énergie solaire collectée est transformée en électricité.

D'après ces deux principes de conversion d'énergie, on distingue deux types de système de réfrigération entraîné par l'énergie solaire :

- Le système de réfrigération entraînée par l'effet thermique de l'énergie solaire (utilisation de l'énergie calorifique) ou réfrigération solaire thermique.
- Le système de réfrigération entraînée par l'électricité solaire ou réfrigération solaire électrique.

A travers de cette thèse, nous parlerons de l'un des axes du solaire thermique, qui est la technique de la climatisation solaire à éjecteur. Nous allons commencer d'abord de donner un profil historique et scientifique de l'éjecteur, puis ces méthodes d'utilisation dans les domaines industriels en particulier son utilisation dans différents cycles de refroidissement.

1.2. Recherche bibliographique

Le système de réfrigération à éjecteur est une alternative très intéressante. Il peut être utilisé avec l'énergie renouvelable et durable et couplé à une station de cogénération. Ce système présente un avantage consistant à utiliser plusieurs types de fluide frigorigène avec un intérêt particulier à ceux respectueux de l'environnement. Il y a d'autres avantages tels que : une construction simple du système, une longue durée de vie, un coût d'investissement et d'entretien faible. Les principaux inconvénients sont les valeurs faibles du coefficient de performance (COP) et les difficultés de la conception d'éjecteur, Ceci limite considérablement l'utilisation de ce système.

Les premiers systèmes de réfrigération à éjecteur ont été commencés au début du vingtième siècle et ils ont été utilisés dans les machines à vapeur. L'éjecteur est connu depuis très longtemps. Il a été inventé par Henry Giffard en 1858, où il a utilisé l'éjecteur comme un remplaçant de la pompe mécanique à liquide. L'éjecteur a été utilisé pour pomper l'eau liquide du réservoir de la chaudière. En 1869, Schau introduit tout d'abord une tuyère convergente-divergente pour obtenir un effet d'aspiration plus grand [6].

En 1910, Maurice Leblanc a utilisé l'éjecteur dans le premier système à jet de vapeur de réfrigération [5, 7]. Ce système a connu une vague de popularité au cours

des années 1930 pour la climatisation des grands bâtiments [5, 8]. L'éjecteur est un élément essentiel dans le domaine de la réfrigération, la climatisation, le dessalement, le raffinage du pétrole et les industries chimiques. En outre, les éjecteurs font partie intégrante des colonnes de distillation, des condenseurs et d'autres processus d'échange de chaleur.

1.2.1. Généralités sur la technologie des éjecteurs

Les éjecteurs sont des appareils à jet, ils se caractérisent par l'absence des pièces mobiles et aucune exigence pour la source d'énergie supplémentaire. Ils ont des dispositifs statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des vapeurs, des gaz, des liquides et des fois des solides à travers la détente d'un fluide primaire moteur (flux primaire). Ils se composent à trois chambres principales comme il montre la Figure 1. 2, les chambres sont : i) la chambre d'aspiration (une buse) contenant un bec sous forme d'une tuyère motrice, la forme de la tuyère varie en fonction du régime de travail de l'éjecteur ; ii) la chambre de mélange à section cylindrique constante ; iii) le diffuseur.

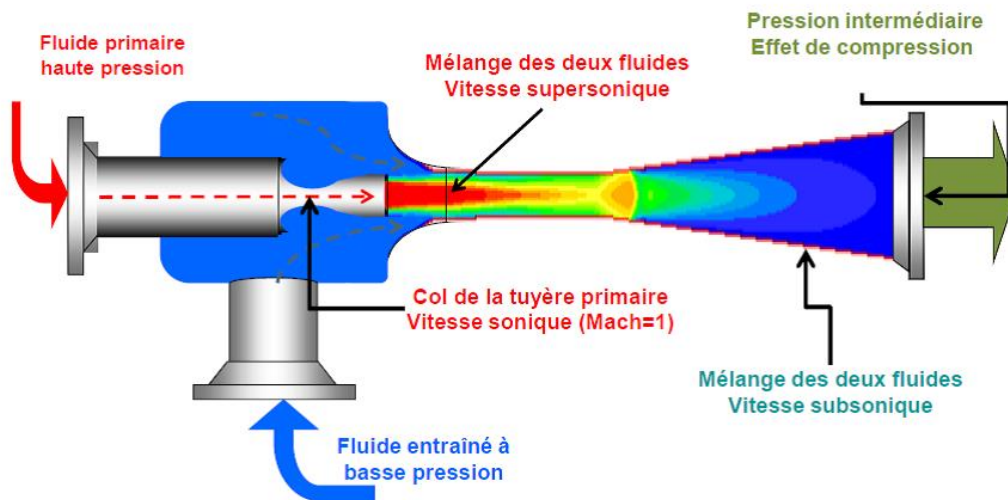


Figure 1. 2 :La géométrie et les sections d'éjecteur[9].

Dans l'éjecteur, le flux de vapeur primaire du générateur s'accélère à travers le bec de la buse de l'éjecteur, créant une faible pression à la sortie de la buse. Cette pression est inférieure à la pression dans l'évaporateur, donc la vapeur est aspirée de

l'évaporateur. Dans la zone de mélange, à la fin de la section convergente, les deux flux sont mélangés. Après le mélange, le flux combiné devient un écoulement supersonique. Un choc transversal se produit le long de la zone à section constante pour équilibrer la différence de pression. Après le choc, la vitesse du flux combiné devient subsonique et se réduit davantage dans le diffuseur. Dans le cas des machines de réfrigération, la vapeur à la sortie de l'éjecteur se dirige vers le condenseur avec une pression ($P_4 \leq P_c$). Après le condenseur, une partie du fluide de travail liquide est pompé vers le générateur et le reste vers l'évaporateur, atteignant la pression d'évaporation par un étranglement dans le dispositif d'expansion. Mais dans le cas d'un éjecteur qui dégage dans l'air ambiant, la pression (P_4) est égale à la pression atmosphérique.

1.2.2. Classification des éjecteurs

Selon le tableau 1. 1, les éjecteurs peuvent être classés par : la position de la buse, la conception de la buse de la chambre d'aspiration et le nombre de phases.

1.2.2.1. Position de la buse

La configuration de l'éjecteur est généralement classée en deux catégories en fonction de la position de la buse, cela affecte le lieu de mélange pour le flux primaire et secondaire [10-12].

- Ejecteur de mélange à zone constante (the constant-area mixing ejector (CAM)): la sortie de la buse est dans la section constante de l'éjecteur, où les fluides primaires et secondaires se mélangent dans cette zone ;
- Ejecteur de mélange à pression constante (the constant-pressure mixing ejector (CPM)): la sortie de la buse est dans la chambre d'aspiration avant la chambre fixe. Les flux primaires et secondaires se mélangent dans la chambre d'aspiration à cette pression. La pression des flux de mélange reste constante le long de la chambre depuis la sortie de la buse jusqu'à l'entrée de la section à surface constante.

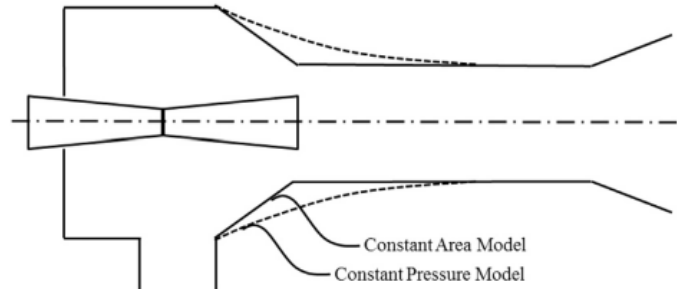


Figure 1. 3 :La configuration de l'éjecteur selon la position de la buse [11].

L'éjecteur de mélange à pression constante est plus optimal que le modèle de section constante car il génère de meilleures performances [13-16].

1.2.2.2. Conception de la buse de la chambre d'aspiration

La géométrie de la buse influe sur le fonctionnement de l'éjecteur. Selon le besoin désiré d'exploiter de l'éjecteur, il y a deux formes de la buse de la chambre d'aspiration, la 1ère est la buse convergente et la 2ème est la buse convergente-divergente [10].

- La buse convergente : dans ce cas l'éjecteur fonctionne en régime subsonique et peut atteindre au maximum une condition sonore à la sortie de la chambre d'aspiration. Les éjecteurs subsoniques n'ont pas été conçus pour être utilisés avec de grands fluides compressifs, mais ils sont utilisés dans les applications qui fournissent une faible perte de pression. Les principales utilisations de ce type sont:
 - Dans les centres de traitement du gaz, il peut être employé dans les équipements des surfaces pour les gaz d'échappement [10, 17] ;
 - Dans les systèmes de piles à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC) [10, 18-23] ;
 - Dans les centrales électriques à combustion en boucle chimique (CLC)[10, 24, 25] ;
 - Dans les systèmes de réfrigération à éjecteur qui repose sur CO₂ transcritique (TERS)[10, 26, 27].

Comme elle montre la Figure 1. 4, l'éjecteur subsonique fonctionne selon trois modes différents, ces modes sont : le mode critique, le mode sous-critique et le mode de dysfonctionnement (retour d'écoulement) [10].

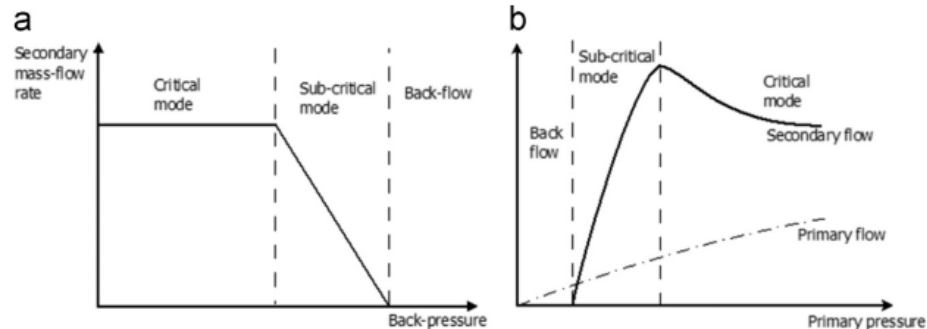


Figure 1. 4 : Modes opérationnels d'un éjecteur subsonique[10].

La Figure 1. 4(a) représente le mode opérationnel avec une pression de flux primaire fixe et la Figure 1. 4(b) illustre le mode opérationnel avec une contre-pression fixe (la pression critique fixe). Maintenant, nous allons expliquer les trois modes qui peuvent se produire dans l'éjecteur et leurs impacts sur le travail de l'éjecteur. Les modes sont :

- Le mode critique est le cas d'étranglement du flux primaire dans la gorge de la buse et le flux secondaire reste constant ;
- Comme on le sait, la vitesse change en contraste avec la pression, et cela explique le mode sous-critique d'un éjecteur où le flux primaire n'est pas obstrué et il y a une forte dépendance entre le flux secondaire et la valeur critique de pression à la sortie du diffuseur. Dans ce cas, la pression de mélange (P_4) à la sortie du diffuseur est supérieure à la pression critique du condenseur (P^*c) et inférieure ou égale à La pression marginale supérieure de l'éjecteur (P_{co});
- Le mode de dysfonctionnement (retour d'écoulement) où le flux secondaire est inversé, provoquant un dysfonctionnement complet de l'éjecteur.
- La buse convergente-divergente : avec cette conception l'éjecteur fonctionne en régime supersonique. Les éjecteurs supersoniques sont utilisés lorsqu'il est nécessaire de générer une grande différence de pression, où en régime supersonique le flux primaire peut entraîner une grande quantité de flux

secondaire en raison de la pression plus basse à la sortie de la buse et la force de propulsion élevée. Les principales applications de ce type sont dans l'applications énergétiques tels que :

- Les systèmes de recirculation des piles à combustible [10, 28], à savoir les piles à combustible à carbonate fondu [10, 29, 30] et les piles à oxyde solide [10, 31, 32];
- Les centrales électriques à éjecteur [10, 33, 34];
- Les systèmes à cycle organique de Rankine avec un éjecteur (CORE) [10, 35];
- Les systèmes de réfrigération à éjecteur (SRE), qui sont le cœur de cette thèse.

La même chose pour l'éjecteur supersonique, il a trois modes différents de fonctionnement, ceci est évident dans la Figure 1. 5. Les modes sont : le mode critique, le mode sous-critique et le mode de dysfonctionnement (retour d'écoulement) [10].

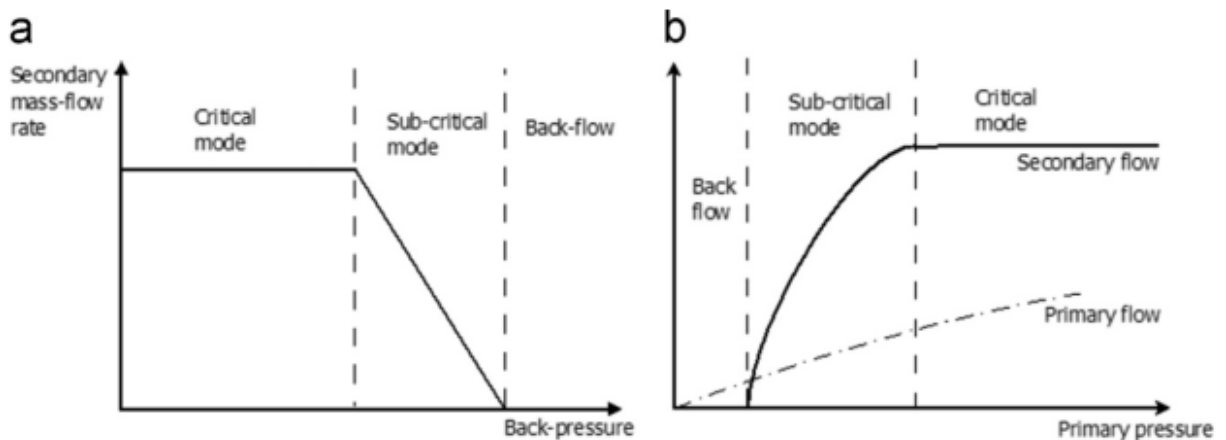


Figure 1. 5 : Modes opérationnels d'un éjecteur supersonique [10].

(a) la pression de flux primaire fixe et (b) la contre-pression fixe (la pression critique fixe).

En mode critique, les deux flux (primaire et secondaire) sont étranglés. Ce phénomène physique est très important pour le flux secondaire, puisque le flux primaire est accéléré jusqu'au col de la buse convergente-divergente, produisant une baisse de pression statique dans la section de mélange (après le col), ce qui a pour effet d'entraîner le flux secondaire. Donc les deux flux sont mélangés et une onde de

choc peut prendre place dans la fin de cette section. Il en résulte un accroissement de la pression statique du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de transformer la vitesse résiduelle en augmentation de pression statique de manière adiabatique.

1.2.2.3. Nombre de phases

Selon l'état de la matière des fluides (primaire et secondaire) écoulant dans l'éjecteur, on peut classer l'éjecteur en deux modes comme le montre la Figure 1. 6.

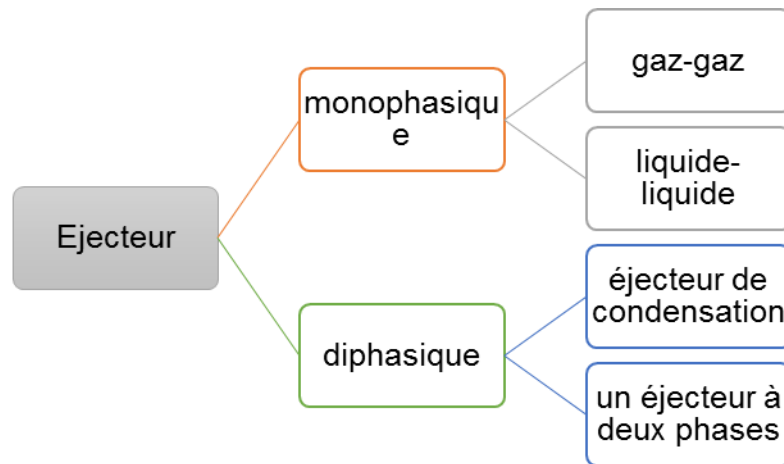


Figure 1. 6 : classification des éjecteurs selon le nombre des phases.

Pour l'éjecteur de condensation, le flux primaire se condense dans l'éjecteur. Ce type d'éjecteur est un dispositif très complexe, puisque ses phénomènes physiques sont très complexes rendant la modélisation très difficile, cet éjecteur combine un écoulement d'un liquide sous-refroidi et un écoulement d'une vapeur moyennant quoi un courant de liquide est formé par condensation, qui a une pression de stagnation potentiellement supérieure à la pression d'entrée [10, 36-39]. Le phénomène de changement de phase est régi à la fois par le transfert de chaleur à deux phases et par le mélange, favorisé par la vitesse relative élevée et la grande différence de température entre les courants de vapeur et de liquide. La vapeur se condense sur le courant liquide et la quantité de mouvement du liquide augmente en conséquence. Le processus de condensation rapide provoque des ondes de choc résultant en un état complètement liquide en aval du choc.

Quand l'éjecteur à deux phases, le mélange sort de l'éjecteur en deux phases (mélange de gaz et liquide), pour ce genre d'éjecteur, les études menées sont très limitées [10].

Tableau 1. 1 : La classification des éjecteurs.

paramètre	condition			classification	Remarques
La position de la buse	Ejecteur de mélange à zone constante			CAM	
	Ejecteur de mélange à pression constante			CPM	Meilleure performance par rapport à l'éjecteur CAM
La conception de la buse de la chambre d'aspiration	La buse convergente			Ejecteur subsonique	/
	La buse convergente-divergente			Ejecteur supersonique	/
Le nombre de phases	Flux primaire	Flux secondaire	Le mélange à la sortie		
	vapeur	vapeur	vapeur	Ejecteur à vapeur	La possibilité d'un mélange diphasique. La possibilité de formation d'ondes de choc.
	liquide	liquide	liquide	Ejecteur à liquide	Pas d'ondes de choc ; Le flux monophasique uniquement
	vapeur	liquide	liquide	éjecteur de condensation	Ecoulement diphasique avec condensation de flux primaire ; Fortes ondes de choc
	Liquide	vapeur	diphasique	Ejecteur diphasique	Flux diphasique ; La possibilité de formation d'ondes de choc.

Le domaine qui nous intéresse est le domaine du refroidissement qui est basé sur l'utilisation de l'éjecteur dans le cycle frigorifique. Généralement, les éjecteurs ont deux applications principales dans les systèmes de réfrigération :

- Le système de réfrigération à éjecteur qui utilise un éjecteur de vapeur pour remplir la fonction d'un compresseur ;

- Le système de réfrigération à éjecteur à deux phases pour améliorer les performances d'un système de réfrigération à compression de vapeur.

1.2.3. Technologies de réfrigération à éjecteur (SRE)

1.2.3.1. Système de réfrigération à éjecteur seulement (SRES)

Les systèmes de réfrigération à éjecteur seulement ont été largement étudiés par de nombreux chercheurs comme le montre le Tableau 1. 2. L'éjecteur est la composante essentielle de ces systèmes. Ces systèmes peuvent être divisés en trois sous-catégories: SRES standard, SRES avec un pré-refroidisseur et un préchauffeur et SRES combiné avec un cycle de puissance. Dans ce qui suit, pour chaque sous-catégorie, nous présentons une collection de la littérature existante concernant ces systèmes.

- SRES standard

Pour ce cycle, le générateur fournit une énergie thermique pour la vaporisation du fluide de travail. Lorsque les conditions de saturation sont atteintes, un débit à haute pression (flux primaire) est envoyé à la buse de l'éjecteur entraînant le flux secondaire de l'évaporateur. Après, on obtient un mélange qui envoie au condenseur où la condensation se produit avec un flux de chaleur rejeté dans l'environnement. A partir de là, le liquide se divise comme suit: une partie se dilate isenthalpiquement à travers le détendeur et introduite dans l'évaporateur produisant l'effet de refroidissement souhaité; l'autre partie est pompée vers le générateur par une pompe. Donc, le rôle de l'éjecteur est « l'entraînement du flux secondaire de l'évaporateur » et « la recompression de la vapeur dans le diffuseur avant de sortir au condenseur ».

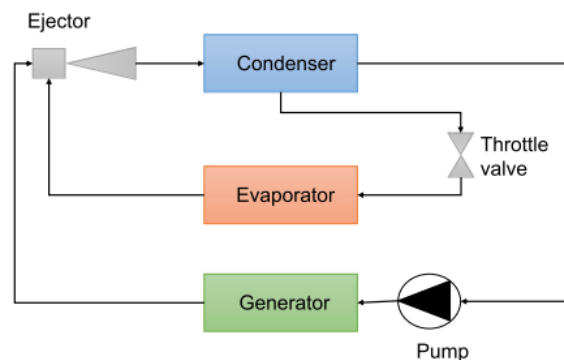


Figure 1. 7 : Un système standard de réfrigération à éjecteur seulement (SRES).

Dans ce système, la pression statique du fluide de travail peut être contrôlée en réduisant ou en élevant la température du générateur. Cela signifie que les conditions de fonctionnement de ce système peuvent être réglées, cela affecte le rapport massique (ω) de l'éjecteur, le coefficient de performance du système (COP) et la charge de refroidissement [40, 41].

Les travaux scientifiques les plus importants accomplis dans cet axe est le travail de D.-W. Sun (1999) [42], le travail de Dorantès et al. (1995) [43], le travail de Chen, J. et al. (2014) [44], le travail de Riffat, S. B. et al. (2001) [45], le travail de Aphornratana, S. (1997) [46], le travail de Shestopalov, K. O. et al. (2015) [47] et le travail de D.-W. Sun (1996) [48]. Pour plus de détails sur ces travaux, voir le Tableau 1. 2.

- SERS avec pré-refroidisseur et préchauffeur

Dans certains cas, un régénérateur (préchauffeur) et un pré-refroidisseur sont ajoutés au SRES pour augmenter le COP du système (Figure 1. 8). Dans ce genre des cycles, le réfrigérant arrivant du condenseur est chauffé et refroidi avant de traverser le générateur et l'évaporateur, ce qui réduit la chaleur pénétrante dans le générateur et la charge de refroidissement vers l'évaporateur.

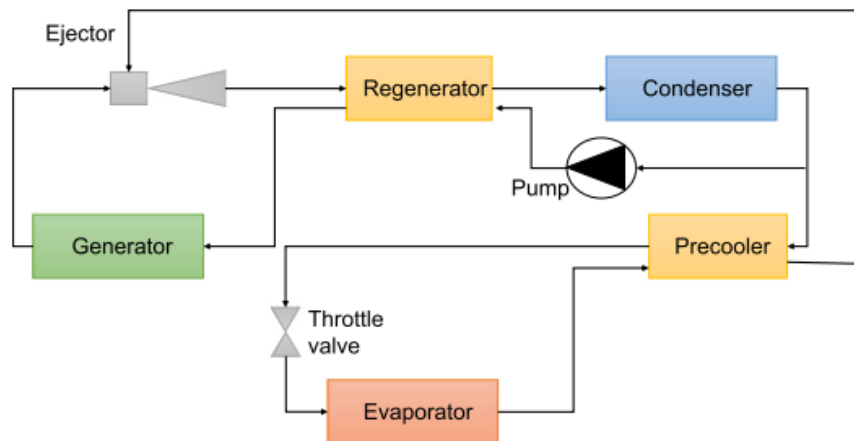


Figure 1. 8 : Un système de réfrigération à éjecteur avec pré-refroidisseur et préchauffeur.

Le réfrigérant liquide retournant au générateur est préchauffé par le régénérateur en utilisant le réfrigérant chaud provenant de la sortie de l'éjecteur. Le liquide qui va du condenseur à l'évaporateur est refroidi avant d'entrer à l'évaporateur à travers le

liquide qui sort de l'évaporateur, où le point d'échange de chaleur est le pré-refroidisseur.

Les travaux scientifiques les plus importants effectués sur ce cycle est le travail de Huang, B. J. et al. (1985) [49], et le travail de Sun, D.-W. et al. (2005) [50].

- SRES combiné avec un cycle de puissance

Ce cycle propose de combiner le cycle de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur par l'ajout d'une turbine entre le générateur de vapeur et l'éjecteur comme le montre la Figure 1. 9.

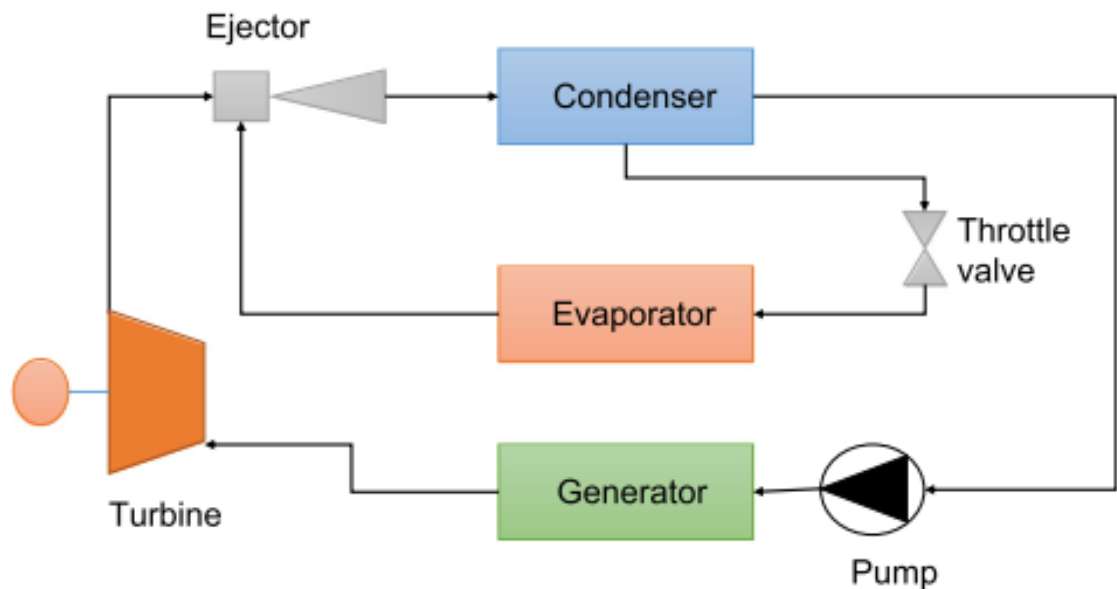


Figure 1. 9 : Un système de réfrigération à éjecteur combiné avec un cycle de puissance.

Ce cycle permet de produire concurremment l'énergie électrique et le froid avec une seule source de chaleur par l'exploitation des pertes de chaleur résultant pendant la production électrique. Cette chaleur peut être utilisées à une autre fin pour faire fonctionner un cycle de réfrigération à éjecteur, et ceci en reliant les turbines avec un générateur.

Les travaux scientifiques les plus importants effectués sur ce cycle est le travail de Zheng, B. et al. (2010) [51], et le travail de Invernizzi, C. et al. (2005) [52].

Maintenant, nous allons parler sur les fluides frigorigènes utilisés théoriquement et expérimentalement dans les systèmes de réfrigération à éjecteur seulement

(SRES). Le Tableau 1. 2 contient un résumé sur les fluides frigorigènes utilisés dans les études scientifiques antérieures.

Tableau 1. 2 : Résumé bibliographique sur les réfrigérants utilisés dans SRES.

(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Réfrigérants	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Eames, I. W. et al. (2007) [53].	Exp	R245fa	100-120	8-15	30-40	25-70	4
Riffat, S. B. et al. (2001) [45].	Exp	CH ₃ OH	80-100	(-2)-14	16-28	20-40	0,5
Shestopalov, K. O. et al. (2015) [47].	Exp	R245fa	90-100	8	29-38	27-68,9	12
Da-WenSun (1996) [48].	Exp	H ₂ O	95-130	5-15	25-45	5-75	5
Aphornratana, S. (1997) [46].	Exp	H ₂ O	120-140	2,5-16	22-32	10-40	2
Chunnanond, K. et al. (2004) [54].	Exp	H ₂ O	120-140	5-15	22-36	28-48	3
Huang et al. (1985) [49].	Exp	R113	65-80	7-12	28-45	16-24	1,6
Dorantès et al. (1995) [43].	Th	R11, R22, R114, R123, R133a, R134a, R141b, R142b, R152a, RC318.	90-130	10-20	25	10-25	/
D.-W. Sun (1999) [42].	Th	H ₂ O, R11, R12, R113, R21, R123, R142b, R134a, R152a, RC318, R500.	80-90	(-5)-5	25-30	2-50	/
L. T. Chen (1978) [55]	Th	R113	76	27	67	24	3,5
Tyagi, K. P. et al. (1985) [56].	Th	R11 R113	70-90	0-5	30-35	8-65 10-60	/
F. C. Chen et al. (1987) [57].	Th	R11	80-104	(-1)-20	30-55	15-42	/
Alexis, G. K. (2005) [58].	Th	H ₂ O	165	4-8	44-50	40-60	100
Chen, J. et al. (2014) [44].	Th	R134a, R152a, R290, R430A, R600, R245fa, R600a, R1234ze, R436B	75-125	0-16	27-43	5-50	5
Sun, D.-W. et al. (2005) [50].	Th	TR123	80-90	5-10	30	19-29	/
Zheng, B. et al. (2010) [51].	Th	R245fa	60-140	7	25	15 à 35	/
Invernizzi, C. et al. (2005) [52].	Th	H ₂ O, R717, R134a	100-150	5	20-50	30-100	/

Dans le tableau 1. 2, j'ai donné un aperçu des travaux précédemment menés sur les systèmes de réfrigération à éjecteur seulement (SRES). Donc, les

performances du SRES dépendent fortement du fluide de travail et pour chaque fluide frigorigène il existe des conditions de fonctionnement appropriées.

Les études antérieures ont montré que les réfrigérants R134a, R152a, R141b, R142b et finalement R600a donnaient le meilleur coefficient de performance. Il a été observé que les fluides frigorigènes R134a et R152a sont appropriés pour des sources chaudes de 70 à 80 °C et R717 est approprié pour des sources chaudes supérieures à 90 °C.

1.2.3.2. Système de réfrigération à éjecteur relié à un collecteur solaire (SRECS)

La configuration du système de réfrigération à éjecteur relié à un collecteur solaire (SRECS) est similaire à celle du système de réfrigération à éjecteur seulement (SRES). Dans ce système, la source motrice est l'énergie solaire thermique fournie par un collecteur solaire et transférée en utilisant un fluide de travail intermédiaire vers un générateur.

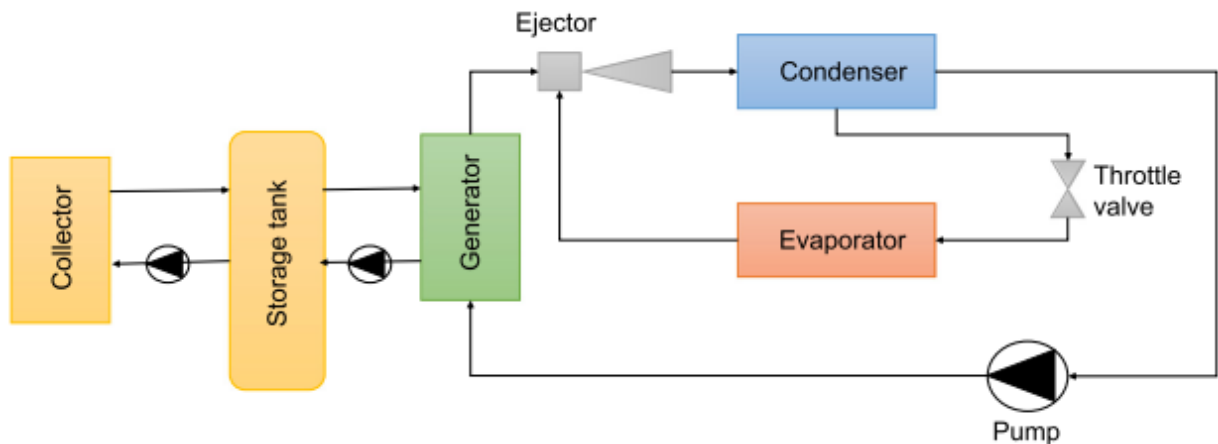


Figure 1. 10 : Un système de réfrigération à éjecteur relié à un collecteur solaire (SRECS).

Avec la prolifération de la technologie des énergies renouvelables, le SRECS a été largement étudié. L'application des éjecteurs dans les techniques de production de froid solaire a été étudiée théoriquement et expérimentalement depuis longtemps. Le travail de Riffat et al. (1996), a montré que la simulation numérique appliquée à la prédiction de la performance d'éjecteur prédit des performances variables selon le type de fluide frigorigène utilisé et la position du col de l'éjecteur [59]. Dorantes et al. (2005), ont fait une simulation mathématique sur le comportement thermique et

dynamique d'un système de réfrigération solaire de type éjecto-compression avec une capacité de production de 100 Kg de glace par jour. Ils ont utilisé dans leurs travaux, un collecteur solaire sous vide comme un convertisseur d'énergie solaire en énergie thermique. La performance de leur système est égale à 11%[60].

Pridasawas et al. (2004), ont utilisé une analyse exégétique comme un outil pour analyser les performances d'un cycle de réfrigération solaire à éjecteur. L'analyse est basée sur les conditions suivantes: un rayonnement solaire égale à 700 [W/m²], une température d'évaporateur égale à 10 [°C], une capacité de refroidissement égale à 5 [kW], le butane en tant que réfrigérant, la température ambiante égale à 30 [°C] et la température de génération égale à 80 [°C] [61].

Chunnanond et al. (2004), ont mené une étude de synthèse sur les applications d'éjecteur dans les systèmes de réfrigération [62]. Boumaraf et al. (2005) ont présenté un modèle permettant de calculer le facteur d'entraînement de l'éjecteur et le coefficient de performance du cycle frigorifique de la machine tritherme à éjecto-compression en mode de fonctionnement nominal [16]. Boumaraf et al. (2007) ont dimensionné des éjecteurs à pression constante et à section constante en régime optimal avec les fluides R142b et R600a et ce pour une puissance frigorifique de 10 [kW] [15].

Riffat et al.(2005), ont présenté un résumé des principales études sur les éjecteurs et leurs applications au cours de la période de 1995 à 2005 [63]. Zheng et al. (2010), ont proposé La combinaison entre le cycle organique de Rankine et le cycle de réfrigération à éjecteur. Les gaz d'échappement de la turbine sont utilisés comme fluide moteur dans l'éjecteur. Le R245fa est utilisé comme un fluide réfrigérant. Un rendement thermique égale à 34,1%, un rendement effectif égale à 18,7% et un rendement exergétique égale à 56,8% ont été obtenus à une température dans le générateur égale à 395 K, une température de condensation égale à 298 K et une température d'évaporation égale à 280 résultats K. la simulation montrent que la cycle proposé a un grand potentiel pour produire du froid et la plupart des pertes d'exergie ont lieu dans l'éjecteur [51].

Le refroidissement solaire est entièrement influencé par les données météorologiques et géographiques de l'endroit où il est installé[64]. Afin de garder le

Le système en marche, nous devons ajouter un réservoir de stockage de chaleur et un réservoir de stockage à froid si nécessaire[60, 65]. Selon Dorantes, R., et al.(1996) [60], on peut ajouter un réservoir de stockage de chaleur comme un échangeur de chaleur entre le générateur et le collecteur solaire, et c'est ce qui caractérisait le travail de Boumeddane, B., et al. (2013) [14] et le travail de Ghodbane et al. (2015) [66].

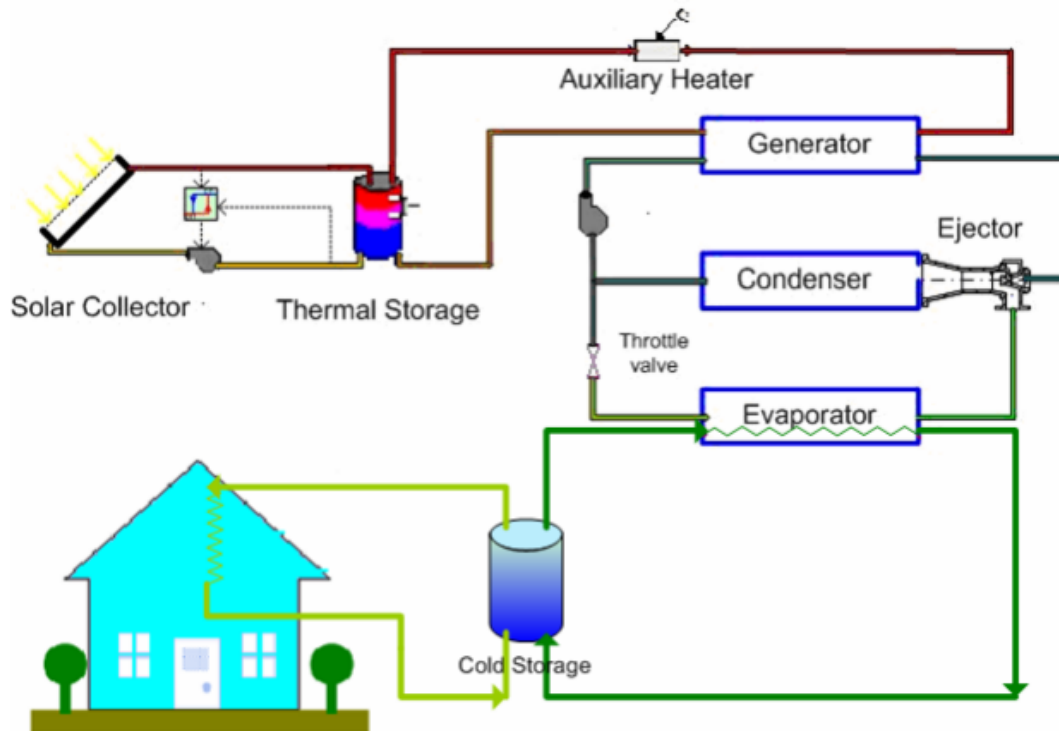


Figure 1. 11 : Une machine de réfrigération solaire à éjecteur équipé d'un réservoir de chaleur et un réservoir de froid[4].

Le SRECS est divisé en trois sous-systèmes: le sous-système de collecteurs solaires, le sous-système de réfrigération à éjecteur et la charge de refroidissement. Le collecteur solaire thermique est utilisé pour fournir de la chaleur à un générateur en tant que source d'énergie principale du système. Un réservoir de stockage de chaleur et un chauffage d'appoint est installé en tant que source d'énergie de secours. Pour le fonctionnement stable du système, un réservoir de stockage à froid est également inclus; cela aide le sous-système de refroidissement à éjecteur à gérer les fluctuations de la charge de refroidissement. L'eau dans le réservoir de stockage à froid est refroidie par le sous-système de refroidissement à éjecteur et assure le refroidissement de la maison [4, 14, 60, 61, 65, 67].

D'après la littérature, il existe plusieurs collecteurs solaires qui ont été utilisés comme générateurs d'énergie thermique pour produire l'effet de refroidissement. Le Tableau 1. 3 contient certains de ces collecteurs.

Tableau 1. 3 : Les collecteurs solaires et les systèmes de stockage utilisés pour les SRECS.

Références	Collecteur solaire	Système de stockage	Surface [m ²]	Irradiation solaire [W/m ²]	Rendement [%]
Al-Khalidy, N. (1998) [68].	Concentrateur cylindro-parabolique	/	15	762-874	20
Huang, B. J., et al. (1998) [69].	Capteur solaire plan à double vitrage avec une surface sélective	/	68	700	50
Pridasawas, W., et al. (2007) [61].	Capteur solaire plan à double vitrage avec surface sélective	/	/	700	48
Alexis, G. K., et al. (2005) [70].	Collecteur solaire à tube sous vide	/	/	536–838	31.9–50.7
Ersoy, H. K., et al. (2007) [71].	Collecteur solaire à tube sous vide	/	19,7–21,5	200–896	28–36
Nehdi ,E., et al. (2008) [72].	Capteur solaire plan à simple vitrage avec une surface sélective	/	/	351–875	40
	Capteur solaire plan à double vitrage avec une surface sélective	/	/		50
	Collecteur solaire à tube sous vide	/	/		65
Dorantes, R., et al. (1996) [60].	Collecteur solaire à tube sous vide	réservoir de stockage de liquide chaud	18	311	52
Pridasawas, W., et al. (2007) [4].	Collecteur solaire à tube sous vide	réservoir de stockage de liquide chaud	50	/	47
Varga ,S., et al. (200) [73].	Collecteur solaire à tube sous vide	réservoir de stockage de liquide chaud	50	800	/
Dennis ,M. and K. Garzoli (2011) [74].	Collecteur solaire à tube sous vide	système de stockage à froid	12-22	/	/
Gupta ,D. K., et al. (2014) [75].	Centrale solaire à tour (Héliostat)	/	3000	800-900	75
Tashtoush, B., et al. (2015) [76].	Collecteur solaire à tube sous vide	/	60-70	200-1100	52-92

Le tableau 1. 4 résume les conditions opératoires et les performances des systèmes de réfrigération solaire à éjecteur qui ont été abordés dans la littérature par de nombreux chercheurs scientifiques.

Tableau 1. 4 : Résumé bibliographique sur les réfrigérants utilisés dans SRECS.
(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Réfrigérants	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Al-Khalidy, N. (1998) [68].	Exp	R11, R12, R113, R114, R717, H ₂ O	60-100	10-18	40-50	42 (max)	0,21
Ma, X., et al. (2010) [77].	Exp	H ₂ O	84-96	6-13	21-38	17-32	5
Smierciew, K., et al. (2014) [78].	Exp	R600a	50-64	4-7	22-32	15-20	2
W. Eames, I., et al. (2013) [79].	Exp	H ₂ O	110-135	2,5-10	21-30	50	/
Pereira, P. R., et al. (2014) [80].	Exp	R600a	83	9	21-29	20-58	/
Huang, B. J., et al. (1998) [81].	Th	R141b	80-120	(-6)-8	30-36	20-50	10,5
Pridasawas, W., et al. (2004) [61].	Th	R600	85-125	5-15	37	20-40	5
Alexis, G. K. et al. (2005) [70].	Th	R134a	82-92	(-10)-0	32-40	3,5-20	/
Ersoy, H. K., et al. (2007) [71].	Th	R123	85	12	30	20	3,7
Nehdi, E., et al. (2008) [72].	Th	R134a, R141b, R142b R152a, R245fa, R290, R600, R717	90	15	35	30-41	/
Yen, R. H., et al. (2013) [82].	Th	R245fa	90-110	12-20	35-40	20-55	10,5
Dorantes, R., et al. (1996) [60].	Th	R142b	105	(-10)	30	34	2
Vidal, H., et al. (2006) [83].	Th	TR141b	80	8	32	39	10,5
Pridasawas, W., et al. (2007) [4].	Th	R600a	70-120	5-15	T _{amb} +5	35-48	3,5
Varga, S., et al. (2009) [73].	Th	H ₂ O	90-110	5-15	30-40	10-55	5
Guo, J., et al. (2009) [84].	Th	R134a	85	8	T _{amb} +ΔT	30-53	6
Dennis, M., et al. (2011) [74].	Th	R141b	80-110	2-14	20-40	150	3,5
Gupta, D. K., et al. (2014) [75].	Th	H ₂ O	150	(-11)-(-3)	24-30	η _i =14,8*	/
Zhang, T. J., et al. (2014) [85].	Th	R1234yf, R1234ze, R290, R600, R600a, R601, R744	150	12	50	η _i =15,1*	/
Tashtoush, B., et	Th	R717, R134a,	80-100	8-12	28-40	59-67	/

* (η_i) est la première efficacité énergétique du cycle de Rankine combiné avec un cycle de réfrigération solaire à éjecteur.

al. (2015) [86].		R600, R600a, R141b, R152a, R290, R123					
Tashtoush, B., et al. (2015) [76].	Th	R134a	26 Bars	8	30	52-54,7	7

Les valeurs présentées dans le Tableau 1. 3 et le Tableau 1. 4 représentent une gamme indicative des conditions considérées dans chaque étude analysée.

1.2.3.3. Système de réfrigération d'éjecteur sans pompe mécanique

Les systèmes de réfrigération à éjecteur acquièrent des avantages, ils ont une très longue durée de vie avec une maintenance réduite, une fiabilité élevée et aucune pièce mobile [61 ,14 ,4]. Selon Pridasawas, W., et al (2004) [61], la pompe mécanique dans les systèmes de refroidissement consomme très peu d'électricité (environ 0,18 % de l'énergie reçue du collecteur solaire), mais elle nécessite plus d'entretien que les autres pièces du système car c'est la seule pièce mobile du système. Donc, pour remplacer la pompe, plusieurs solutions ont été trouvées:

- Systèmes gravitationnels/rotatifs de réfrigération à éjecteur

Dans cette disposition, les échangeurs de chaleur sont placés sur des positions verticales différentes, égalisant les différences de pression entre eux. Le générateur de vapeur a la pression la plus élevée et l'évaporateur à la pression la plus basse.

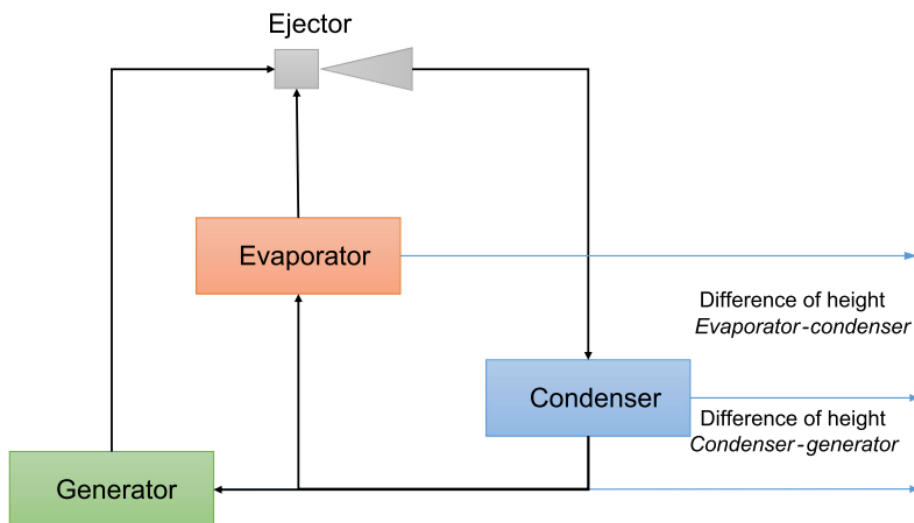


Figure 1. 12 : Un systèmes de réfrigération à éjecteur gravitationnel / rotatif[10].

L'inconvénient majeur de ce système est l'exigence de différences d'hauteur entre les trois échangeurs de chaleurs (générateur, évaporateur et condenseur) en fonction de la nature du réfrigérant et les conditions opératoires pour chaque réfrigérant. Cela nécessite d'augmenter la longueur de la tuyauterie entre les échangeurs de chaleur, ce qui entraîne une perte thermique accrue.

- Systèmes de réfrigération à bi-éjecteur

Dans le système de réfrigération bi-éjecteur, un deuxième éjecteur diphasique (vapeur/liquide) est utilisé pour remplacer la pompe et transporter le liquide primaire vers le générateur pour alimenter la boucle motrice. En fonctionnement idéal de ce système, il ne consomme pas d'électricité et dépend entièrement de l'énergie solaire ce qui le rend attractif.

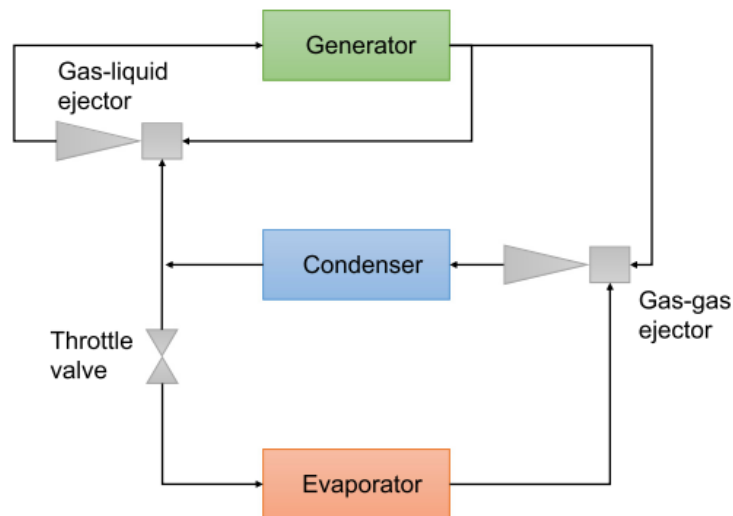


Figure 1. 13 : Un système de réfrigération à bi-éjecteur [10].

- Systèmes de réfrigération à éjecteur avec un effet de pompage thermique

Il y a deux types de base de ce système, ils sont : un SRE avec des générateurs multifonctions (GMF) ou un SRE avec un système d'alimentation de générateur sans travail (AGST). Huang, B. J., et al. (2006) [87], ils ont introduit une étude du système de réfrigération à éjecteur avec des générateurs multifonctions (GMF). Ce système comprend deux générateurs constitués d'une chaudière et d'une chambre d'évacuation. La chaudière chauffe le liquide et la chambre d'évacuation fournit l'effet

de refroidissement. Le système est composé de plusieurs éléments, ce qui conduit à une consommation d'énergie thermique.

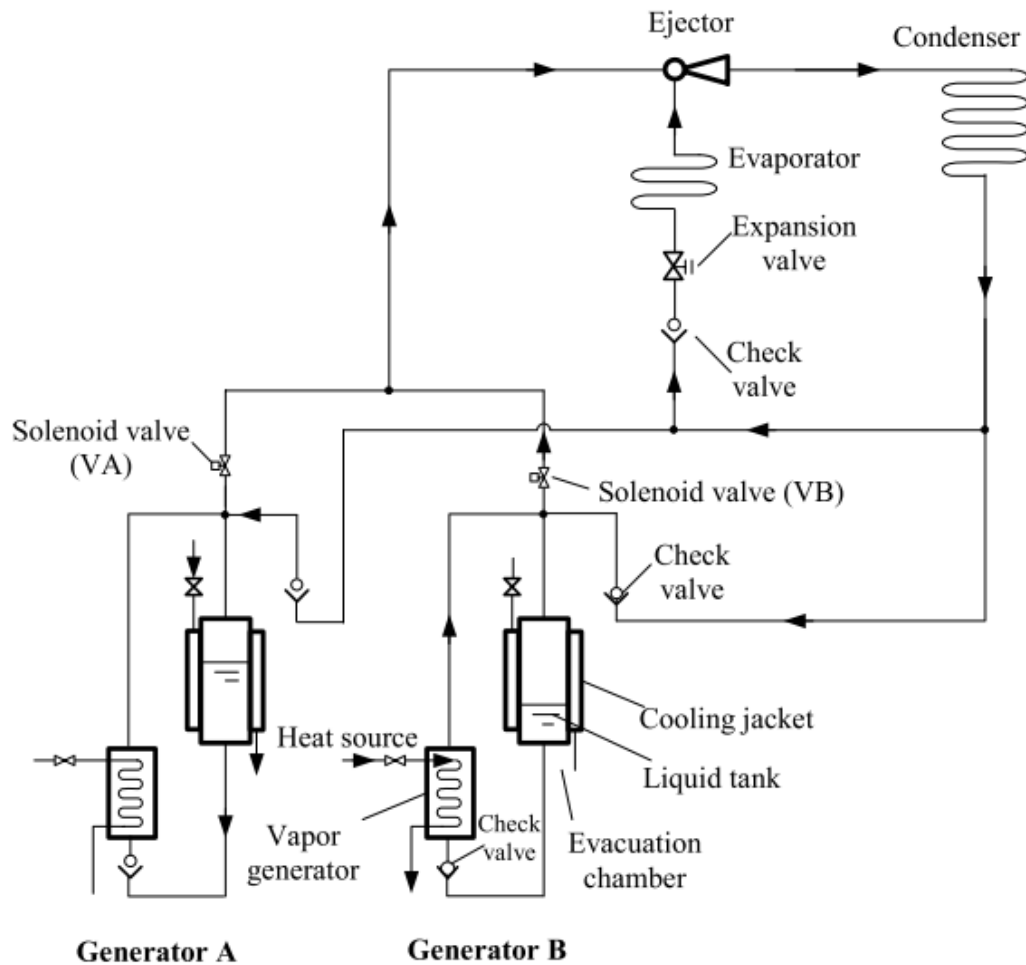


Figure 1. 14 : Un système de refroidissement d'éjecteur avec des générateurs multifonctions [87].

Selon Srisastra, P., et al. (2005), la configuration du système de réfrigération à éjecteur avec un système d'alimentation de générateur sans travail (AGST) est similaire à celle d'un système conventionnel[88], sauf que la pompe mécanique est remplacée par un système d'alimentation du générateur sans travail. Ce système d'alimentation transfère le liquide condensé accumulé au condenseur vers la chaudière au moyen de la gravité et de la pression du générateur. Par conséquent, le condenseur doit être situé au-dessus du générateur. Ce système d'alimentation fonctionne alternativement entre une phase de remplissage et une phase de vidange. Ceci est obtenu par la fermeture et l'ouverture des trois vannes: vanne A, vanne B et

vanne C. Pendant la phase de remplissage, la vanne A est ouverte pendant que la vanne B et la vanne C sont fermées. Ceci permet au liquide condensé du condenseur de remplir le réservoir d'alimentation. Après qu'une quantité désirée de liquide s'est accumulée dans le réservoir d'alimentation, la vanne A est fermée. Dans la phase de vidange, après fermeture de la vanne A, la vanne B est ouverte provoquant l'augmentation de la pression dans le réservoir d'alimentation à la valeur de celle dans la chaudière. Ensuite, la vanne C est ouverte. Cela permet au liquide d'alimenter la chaudière par gravité. Cette phase de vidange dure jusqu'à ce que le réservoir d'alimentation soit vide (tout le liquide est transféré à la chaudière).

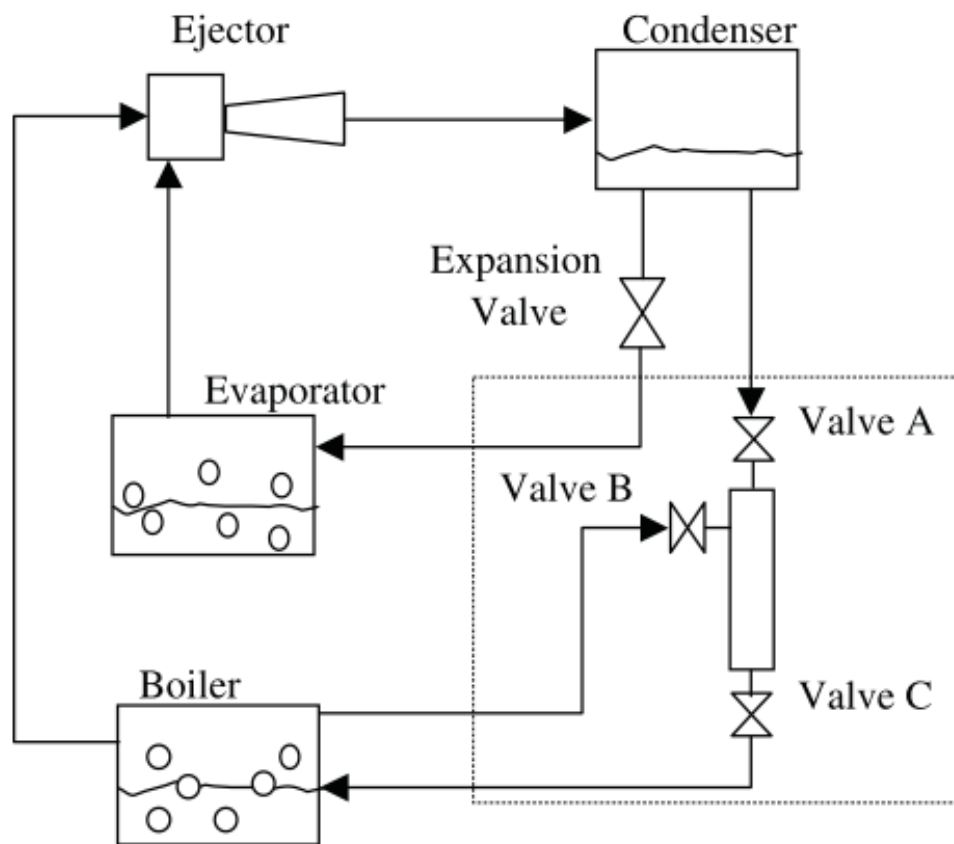


Figure 1. 15:Un système de refroidissement d'éjecteur avec un système d'alimentation de générateur sans travail [88].

Les vannes C et B sont ensuite fermées et la phase de remplissage commence. En pratique, la vanne C peut être remplacée par un clapet anti-retour. Cela rend le système plus simple puisque seulement deux vannes de régulation (vanne A et vanne B) sont nécessaires.

- Systèmes de réfrigération à caloduc avec un éjecteur

Cette technologie est intéressante car nous permet d'obtenir un système compact et performant à la fois. L'ensemble du cycle se compose principalement un générateur, un éjecteur, un condenseur, une pompe capillaire à la place de la structure de mèche, un détendeur et un évaporateur. Le cycle de base de ce système est illustré dans la Figure 1. 16.

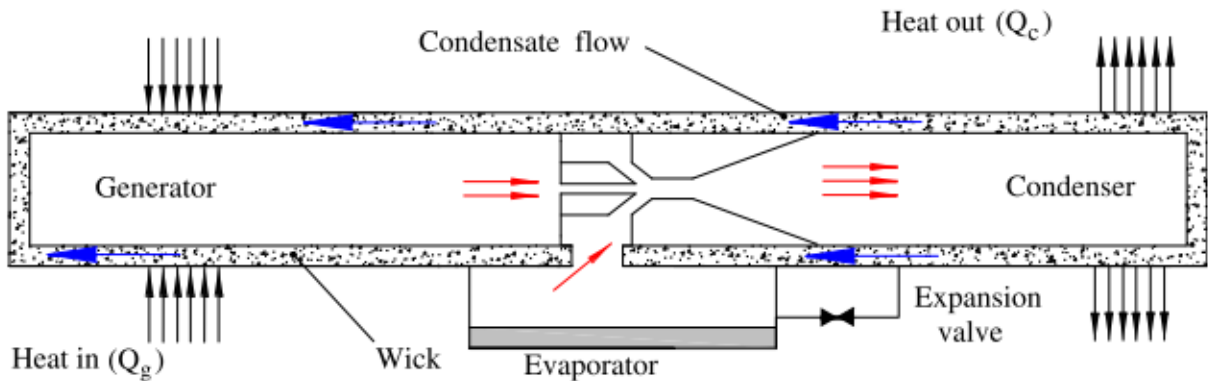


Figure 1. 16 : Un système de réfrigération à caloduc / éjecteur [89].

Une faible chaleur est ajoutée au système à travers le générateur. Ensuite, le fluide de travail s'évapore et s'écoule à travers la buse de l'éjecteur. Par conséquent, il se dilate et contribue à la diminution de la pression dans l'évaporation. Dans le condenseur, une partie du fluide de travail est renvoyée au générateur par l'action de la mèche, tandis que le reste est expansé à travers la vanne de détente vers l'évaporateur. On sait que la climatisation et la réfrigération sont généralement effectuées à l'aide de systèmes de compression de vapeur qui sont alimentés par l'électricité produite par les grandes centrales; mais comme le montre la Figure 1. 16, il n'y a pas d'utilisation d'électricité dans le système de réfrigération à caloduc / éjecteur.

Le Tableau 1. 5 résume les conditions opératoires et les performances des systèmes de réfrigération solaire à éjecteur qui fonctionnent sans pompe mécanique. Ces travaux scientifiques ont été abordés dans la littérature par de nombreux chercheurs scientifiques.

Tableau 1. 5 : Résumé bibliographique sur les techniques utilisées dans les systèmes de réfrigération à éjecteur en l'absence de la pompe mécanique.

(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	La technique	Réfrigérants	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Nguyen, V. M., et al. (2001) [90].	Exp	Système gravitationnel de réfrigération à éjecteur	H ₂ O	90	10	35	30	7
Dai, Z., et al. (2012) [91].	Exp	Système de réfrigération à éjecteur avec un effet de pompage thermique	R134a	75-80	10-18	31-36	8-13	1,5
Wang, J. H., et al. (2009) [92].	Exp	Un SRE avec des générateurs multifonctions (GMF)	R365mfc	90	6,7-21,3	40	18,2-37,1	0,56-1,20
Huang, B. J., et al. (2006) [87].	Exp	Un SRE avec des générateurs multifonctions (GMF)	R141b	90	8	32	22	0,8
Shen, S., et al. (2005) [93].	Th	Système de réfrigération à bi-éjecteur	R11, R12, R22, R134a, R123, R502, R717, H ₂ O	75-100	3-15	28-40	4-26	/
Wang, F., et al. (2009) [94].	Th	Système de réfrigération à bi-éjecteur	R123	80-95	7-15	30-39	15-30	/
Kasperski, J. (2009) [95].	Th	Système gravitationnel de réfrigération à éjecteur	H ₂ O	80	15	35	16	0,12
Kasperski, J. (2010) [96].	Th	Système rotatif de réfrigération à éjecteur	H ₂ O	90	15	35	16	0,08
Riffat, S. B., et al. (1998) [97].	Th	Système de réfrigération à caloduc avec un éjecteur	H ₂ O, CH ₃ OH C ₂ H ₅ OH	80-100	5-10	24-32	40-70	/
Ziapour, B. M., (2010) [89].	Th	Système de réfrigération à caloduc avec un éjecteur	H ₂ O	90-100	10-15	30-32	30-50	1-5,5

Ces systèmes sont très intéressants en raison des perspectives d'économie d'énergie. Selon le Tableau 1. 5, tous les systèmes proposés sont intéressants, mais les performances sont faibles et il y a un manque de travaux expérimentaux à grande échelle. Seule le système gravitationnel et le système de réfrigération à éjecteur avec des générateurs multifonctions (GMF) ont été étudiés expérimentalement.

1.2.3.4. Systèmes de réfrigération à absorption avec un éjecteur (SRAbE)

L'absorption se réfère à un processus de sorption où un sorbant liquide ou solide absorbe ou desorbe les molécules de réfrigérant suivant le sens de l'apport de chaleur. Dans le cas d'un apport de chaleur, le sorbant libère le réfrigérant et dans le cas contraire le sorbant absorbe le réfrigérant. La réfrigération par absorption est la plus fréquemment adoptée pour les systèmes solaires de réfrigération. Elle ne nécessite que très peu ou pas de puissance électrique, et pour la même capacité, les dimensions physiques d'une machine à absorption sont plus petites que celles d'une machine à adsorption en raison du fort coefficient de transfert thermique de l'absorbant.

Ces systèmes fonctionnent avec tout type de sources de chaleur, mais leurs coefficients de performance (COP) plus faible par rapport aux systèmes conventionnels à compresseur. L'addition d'un éjecteur est suffisant pour améliorer l'efficacité de ces systèmes, car cela permettra un plus grand débit de fluide provenant de l'évaporateur[40]. Ces systèmes peuvent être divisés en deux sous-catégories: un SRAbE standard et un SRAbE combiné avec un cycle de puissance. Pour les SRAbE standards, il y a deux configurations pour connecter l'éjecteur avec le reste des éléments du cycle, elles sont comme suite:

- Le flux primaire de la solution échangeur de chaleur, le deuxième flux de l'évaporateur, le mélange est envoyé à la matière absorbante ;

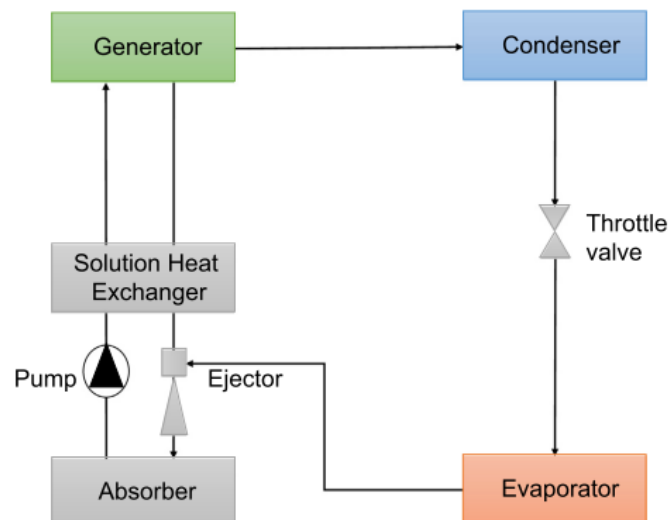


Figure 1. 17 : Un SRAbE: le mélange est envoyé à la matière absorbante [10].

- Le flux primaire du générateur, le deuxième flux de l'évaporateur, le mélange est envoyé au condenseur.

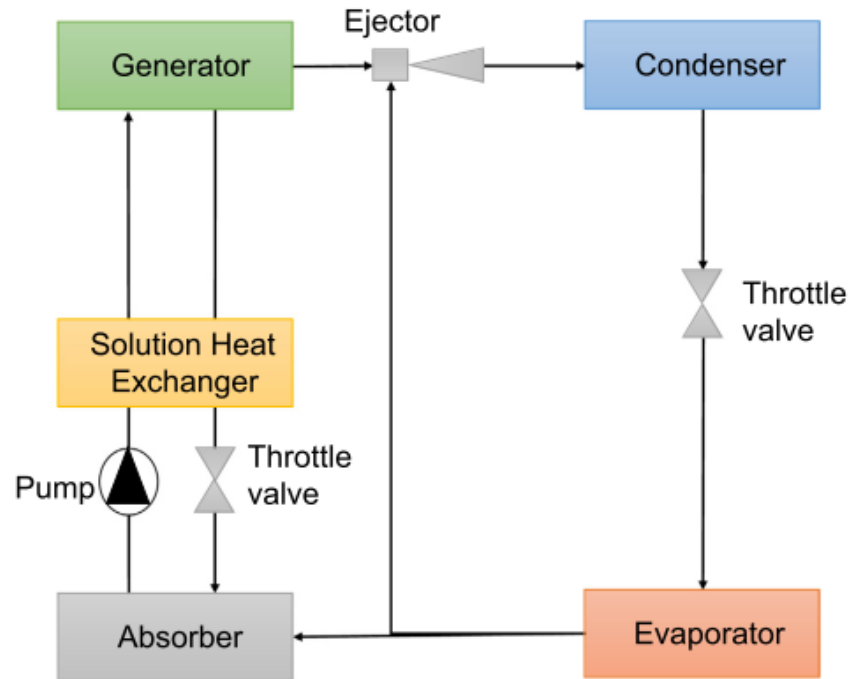


Figure 1. 18 : Un SRABE: le mélange est envoyé au condenseur [10].

En ce qui concerne le SRABE combiné avec un cycle de puissance, c'est une technologie très excellente, à travers laquelle nous pouvons obtenir une très grande efficacité, ceci est prouvé par le travail de Wang, J., et al. (2009) [98], où ils ont relié un SRABE et le cycle de Rankine. Leur système pourrait produire à la fois la puissance électrique égale à 612,12 [kW] et une capacité de refroidissement égale à 245,97 [kW].

Le Tableau 1. 6 résume les conditions opératoires et les performances des systèmes de réfrigération à absorption avec un éjecteur (SRABE). Ce tableau a montré les fruits des chercheurs scientifiques dans le domaine de SRABE.

Tableau 1. 6 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération à absorption avec un éjecteurs (SRAbE)..

(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Fluide de travail	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Chen, L.-T. (1988) [99].	Th	DME-R22	120-180	5	30-50	50-150	/
Sun, D.-W., et al. (1996) [100].	Th	LiBr-H ₂ O	180-240	5-15	22-40	70-240	/
Jiang, L., et al. (2002) [101].	Th	LiBr-ZnCl ₂ -CH ₃ OH	170	7	42	90-100	30
Sözen, A., et al. (2005) [102].	Th	NH ₃ -H ₂ O	50-130	(-5)-5	25-40	60-80	/
Reddy, V. J. P., et al. (2005) [103].	Th	DMAC-R32	70-140	(-5)-15	20-34	40-120	/
Hong, D., et al. (2011) [104].	Th	LiBr- H ₂ O	120-150	5	40	80-120	/
Wang, J., et al. (2009) [98].	Th	NH ₃ -H ₂ O	62	-5	31	/	858*
Sirwan ,R., et al. (2013) [105].	Th	NH ₃ -H ₂ O	65-120	(-14)-14	20-50	40-85	/

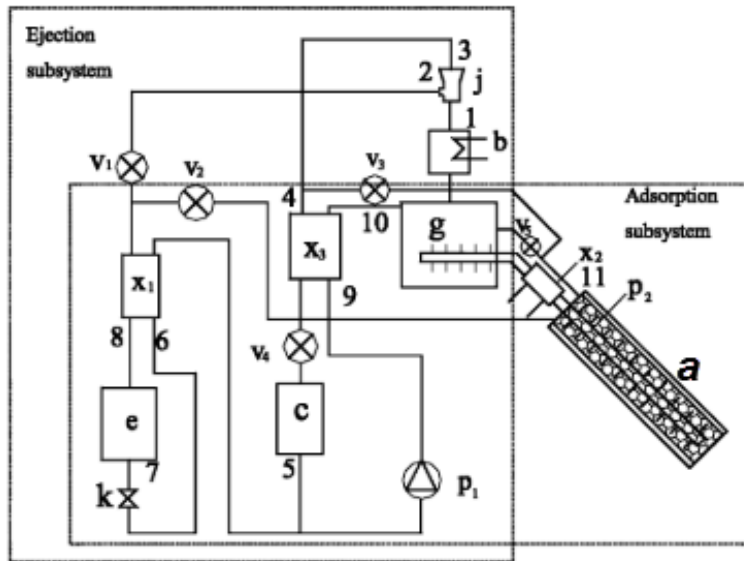
D'après le Tableau 1. 6, Nous concluons que le couplage d'un système de réfrigération à absorption avec un éjecteur combine les vertus des deux systèmes (absorption et réfrigération à éjecteur). Les études antérieures ont montré une efficacité considérable de ce système ,où le COP allant de 40 à 240%.

1.2.3.5. Systèmes de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur (SRAdCE)

L'adsorption se réfère à un sorbant solide qui attire les molécules de réfrigérant sur sa surface par une force physique ou chimique, et ne change pas sa forme dans le processus. Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbant ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant.

*La somme de la charge de refroidissement et la puissance électrique qui ont été produit par le système.

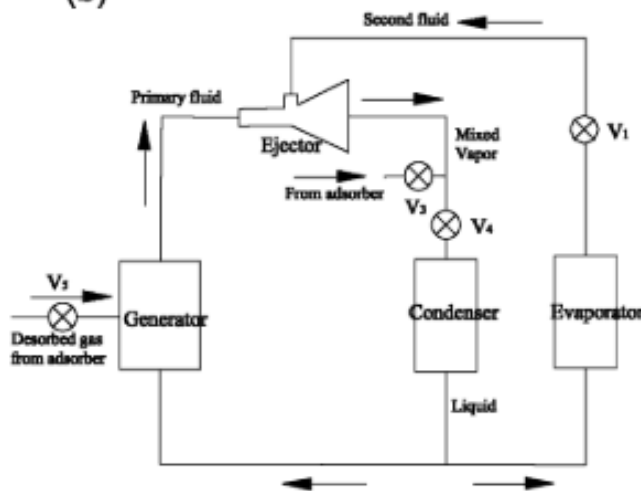
(a)



- a : absorbeur ;
- b : chauffage d'appoint ;
- c : condenseur ;
- e : évaporateur ;
- g : générateur ;
- j : éjecteur ;
- k : détenteur ;
- p₁ : pompe ;
- p₂ : caloduc ;
- x₁, x₂ et x₃ : échangeurs de chaleur;
- v₁, v₂, v₃, v₄ et v₅: vannes.

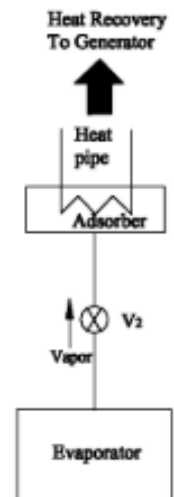
(a) Principe du système de cycle combiné.

(b)



(b) Production du froid pendant la journée avec un système de réfrigération à éjecteur.

(c)



(c) Production du froid pendant la nuit avec un système de réfrigération à adsorption.

Figure 1. 19 : Un système de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur[106].

L'objectif principal de la machine d'adsorption est de fournir du froid pendant la nuit, la relier à un éjecteur permettra le développement de cette machine et son exploitation dans la fourniture de froid pendant la journée. Plus de détails sur le principe de cette machine, nous recommandons de voir le travail de Li, C. H., et al. (2002) [106] et de Zhang, X. J., et al. (2002) [107], le Tableau 1. 7 présente un résumé de leur travail et les résultats obtenus.

Tableau 1. 7 : Résumé bibliographique sur le système de réfrigération à adsorption combiné avec un système de réfrigération à éjecteur (SRAdCE).

(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Fluide de travail	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Li, C. H., et al. (2002) [106].	Th	13x – H ₂ O	120	10	40	40	/
Zhang, X. J., et al. (2002) [107].	Th	13x – H ₂ O	150–200	5	30	33	0,15-0,34

Bien que ce système puisse être intéressant, mais les recherches sont très limitées et aucune donnée expérimentale est disponible pour le moment.

1.2.3.6. Systèmes de réfrigération à éjecteur assisté par un compresseur à vapeur (SRECV)

Le bas coefficient de performance (COP) du système de réfrigération à éjecteur est le principal inconvénient de ce système; plusieurs tentatives ont été faites pour améliorer les performances de ce système. A cet effet, un compresseur auxiliaire (un booster) peut être utilisé pour améliorer le système à éjecteur au prix d'une énergie d'entraînement supplémentaire, ce dernier peut augmenter la pression du flux secondaire de l'évaporateur. Il existe de nombreuses techniques qui peuvent être utilisées pour parvenir à cette fin, y compris le refroidisseur intermédiaire (échangeur de chaleur interne), qui sera utilisé pour maintenir une pression intermédiaire, où la vapeur de l'évaporateur est d'abord amplifiée à la pression intermédiaire, ensuite le flux du refroidisseur intermédiaire est envoyé à l'éjecteur. Selon la littérature, l'application d'un système de réfrigération à éjecteur assisté par un booster est

amélioré la performance du cycle de réfrigération, ceci est illustré dans le Tableau 1. 8 qui contient un résumé des études précédentes sur ces systèmes.

Tableau 1. 8 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération à éjecteur assisté par un compresseur à vapeur (SRECV).
(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Fluide de travail	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Sokolov, M., et al. (1990) [108].	Exp	R114	86	(-8)	30	77	2,9
Huang, B. J., et al. (2001) [109].	Exp	R141b, R22	68	(-5) - 5	35 - 55	50 - 80	3,9
Sun, D.-W. (1998) [110].	Th	R11, R142b, R12, R134a, R21, R152a, R113, R123, RC318, H ₂ O, R500	100	5	35 - 45	50 - 80	/
Da-Wen Sun (1997) [111].	Th	H ₂ O, R134a	110 - 140	5 - 15	35 - 45	30 - 40	5
Sokolov, M., et al. (1993) [112].	Th	R114	76	4	50	85	3,5
Arbel, A., et al. (2004) [113].	Th	R142b	100	4	50	32 - 152	3,5
Hernandez, J. I., et al. (2004) [114].	Th	R142b, R134a	80 - 115	(-10)	30 - 40	10 - 50	1
Vidal, H., et al. (2010) [115].	Th	R141b, R134a	80	8	32 - 34	80 - 90	10,5
Worall, M., et al. (2010) [116].	Th	CH ₃ OH, R744	90 - 140	(-15)	35	80 - 130	3
Petrenko, V. O., et al. (2011) [117].	Th	R600, R744	80 - 140	(-40) - 0	28 - 40	40 - 90	10
Mansour, R. B., et al. (2014) [118].	Th	R134a	90	0	40	/	5

Zhu, Y. and P. Jiang (2012) [119].	Th	R134a	90	$(-10) - 10$	45 - 55	60 - 70	7 - 12
------------------------------------	----	-------	----	--------------	---------	---------	--------

A travers le Tableau 1. 8, il montre clairement que le COP varie de 20 à 152 selon le système utilisé. Cependant, comme cette technologie nécessite de l'électricité, l'évaluation de ces systèmes devrait être effectuée en tenant compte du système énergétique du pays analysé. Par exemple, l'Italie a des coûts d'électricité plus élevés que dans d'autres pays, ou les pays en développement manquent d'accès à l'énergie.

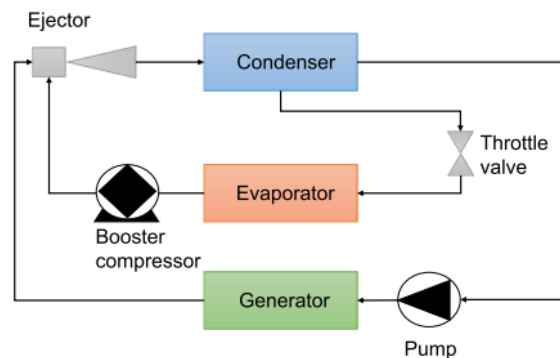


Figure 1. 20 : un système de réfrigération à éjecteur assisté par un booster [10].

1.2.3.7. Systemes de réfrigération utilisant l'éjecteur comme une vanne d'expansion

La perte d'étranglement est l'une des pertes thermodynamiques dans un cycle de réfrigération à compression de vapeur classique. Afin de réduire cette perte, divers dispositifs et techniques ont été essayés à utiliser à la place des dispositifs classiques. L'éjecteur est un dispositif qui utilise un fluide à haute pression pour pomper un fluide à basse pression à une pression plus élevée à la sortie d'un diffuseur. Son faible coût, l'absence de pièces mobiles et sa capacité à gérer un flux biphasé sans dommage, le rendent attrayant pour être le dispositif d'expansion dans le système de réfrigération.

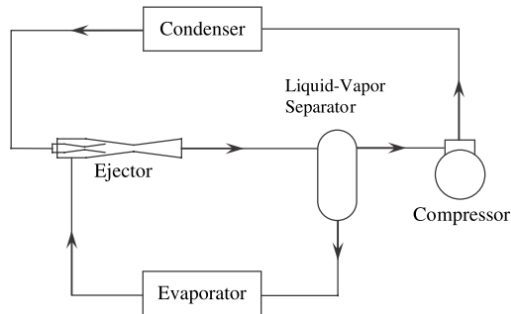


Figure 1. 21 : un système de réfrigération utilisant un éjecteur comme une vanne d'expansion [120].

Tableau 1. 9 présente certaines des études antérieures trouvées dans la littérature.

Tableau 1. 9 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération utilisant l'éjecteur comme une vanne d'expansion.
(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Fluide de travail	Te [°C]	Tc [°C]	COP _{mec} %	Qe [kW]
Kornhauser, A. A. (1990) [121].	Th	R1, R12, R22, R113, R114, R500, R502, R717	(-15)	30	530 - 570	/
Disawas, S., et al. (2004) [122].	Exp	R134a	8 - 16	27 - 37	40 - 60	3
E. Nehdi, et al. (2007) [123].	Th	R134a, R141b, R142b, R404A	(-15)	30	400 - 470	/
Sarkar, J. (2010) [124].	Th	R290, R600a, R717	(-15) - (-5)	35 - 55	610 - 620	/
Chaiwongsa, P., et al. (2007) [120].	Exp	R134a	8 - 16	27 - 38,5	250 - 600	3
Chaiwongsa, P., et al. (2008) [125].	Exp	R134a	8 - 16	27 - 38,5	300 - 600	3
Bilir, N., et al. (2009) [126].	Th	R134a	(-25) - 5	35 - 50	300 - 550	/
Dokandari, D. A., et al. (2014) [127].	Th	R744, R717	(-55) - (-45)	30 - 40	250 - 650	/

Sag, N. B., et al. (2015) [128].	Exp	R134	40	55	262 - 353	/
Ersoy, H. K., et al. (2014) [129].	Exp	R134	10	55	210 – 240	/
Boumaraf, L., et al. (2014) [130].	Th	R134, R1234yf	(-5) - 0	20 - 90	50 - 950	/
Li, H., et al. (2014) [131].	Th	R134, R1234yf	(-10) – (10)	30 - 55	300 - 700	/

Les valeurs présentées dans le Tableau 1. 9 indiquent une gamme indicative des conditions considérées dans chaque étude analysée.

1.2.3.8. Systèmes de réfrigération à éjecteur avec multi-composants (SREMC)

Les systèmes de réfrigération à éjecteur avec multi-composants peuvent être utilisés pour maintenir la performance la plus élevée possible dans des conditions de travail variables. Les principaux de ces systèmes qui ont été analysés au fil des années par les chercheurs sont les systèmes de réfrigération à éjecteur avec une pompe à jet supplémentaire (éjecteur à jet de liquide), les systèmes de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages et les systèmes de réfrigération multi-évaporateur avec un éjecteur.

- SRE avec une pompe à jet supplémentaire (éjecteur à jet de liquide)

Dans ce système (Figure 1. 22), une pompe à jet supplémentaire est placée entre l'éjecteur et le condenseur. Cette pompe à jet supplémentaire est appliquée pour entraîner la vapeur de mélange de l'éjecteur, qui est le flux secondaire de la pompe à jet. Le fluide de travail de la pompe à jet (flux primaire) provient de la partie de distribution du liquide de la sortie de la pompe de circulation. Clairement, la pompe à jet supplémentaire pourrait réduire la contre-pression de l'éjecteur et améliorer l'entraînement. Comme on le sait, le travail consommé par la pompe de circulation est très faible en raison de l'incompressibilité du liquide. Comparée au compresseur en tant qu'un booster, la pompe à jet a plus d'avantages tels que la construction simple et le coût bas. Cela pourrait être un moyen mécaniquement efficace d'augmenter le COP de ce système.

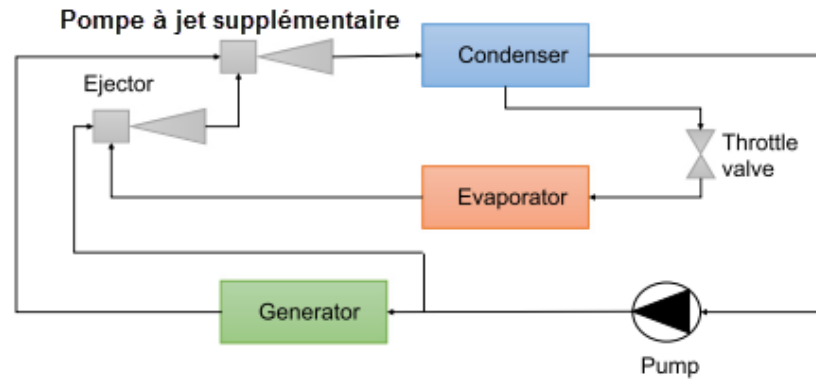


Figure 1. 22 : SRE avec une pompe à jet supplémentaire[10].

- Systèmes de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages

Bien que le système de réfrigération à éjecteur à un étage soit simple, mais il est difficile de maintenir le système dans des conditions optimales en raison de la variation des conditions de travail. Par exemple, les températures ambiantes supérieures aux conditions de conception ou la faible insolation qui entraîne souvent des difficultés opérationnelles. Des tentatives ont été faites pour résoudre ce problème par des éjecteurs à plusieurs étages.

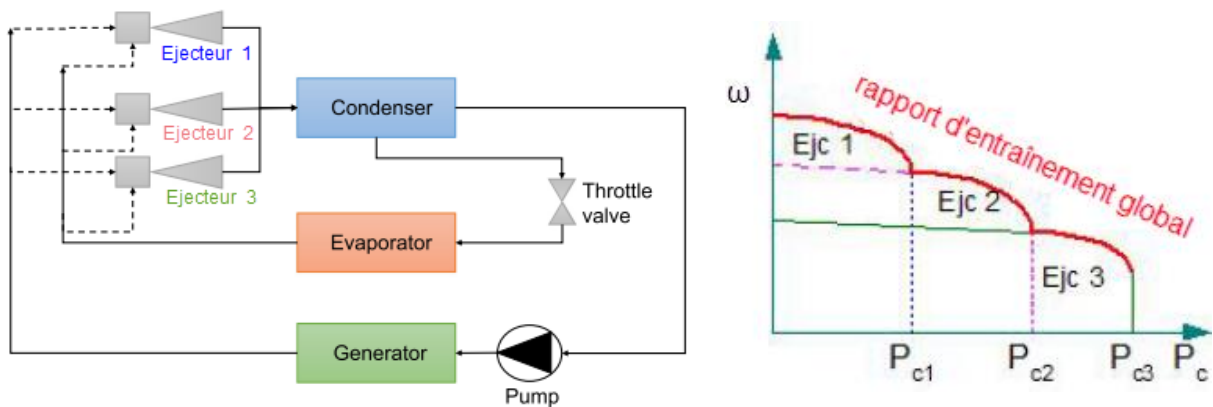


Figure 1. 23 : Système de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages [10].

Plusieurs éjecteurs sont placés en parallèle avant le condenseur. Un seul éjecteur fonctionne à la fois et le fonctionnement de chaque éjecteur est déterminé par la pression du condenseur (P_c). Le taux d'entraînement global est la ligne épaisse. L'éjecteur 1 fonctionne lorsque la pression du condenseur est supérieure à P_{c1} ; l'éjecteur 2 fonctionne à une pression de condenseur entre P_{c1} et P_{c2} ; et l'éjecteur 3 fonctionne à une pression de condenseur entre P_{c2} et P_{c3} .

- Systèmes de réfrigération multi-évaporateur avec des éjecteurs

Dans ce système, le réfrigérant pénètre dans le compresseur à basse pression et comprimé isentropiquement à la haute pression. Ensuite, le fluide pénètre dans le condenseur où il se condense en rejetant la chaleur dans l'environnement. Après, le condensat de réfrigérant est divisé en trois flux. Le premier flux entre dans l'évaporateur 1 après une réduction de pression dans le détendeur 1 afin de tirer la chaleur de l'environnement jusqu'à ce que le réfrigérant soit surchauffé, puis il entre à l'éjecteur 1 comme un flux primaire. Le deuxième flux entre dans l'évaporateur 2 après une réduction de pression dans le détendeur 2 afin de prendre la chaleur de l'environnement jusqu'à ce que le fluide frigorigène soit surchauffé, puis il entre à l'éjecteur 1 comme un flux secondaire. A l'intérieur de l'éjecteur 1, le mélange de vapeur 1 est formé, ce mélange s'écoule à travers le diffuseur et il entre à la buse primaire de l'éjecteur 2. Le troisième flux entre dans l'évaporateur 3 après une pression réduction dans le détendeur 3 afin de tirer la chaleur de l'environnement jusqu'à ce que le réfrigérant soit surchauffé, puis il entre à l'éjecteur 2 comme un flux secondaire. Enfin, le mélange de vapeur quitte l'éjecteur 2 après une reprise de pression dans la partie

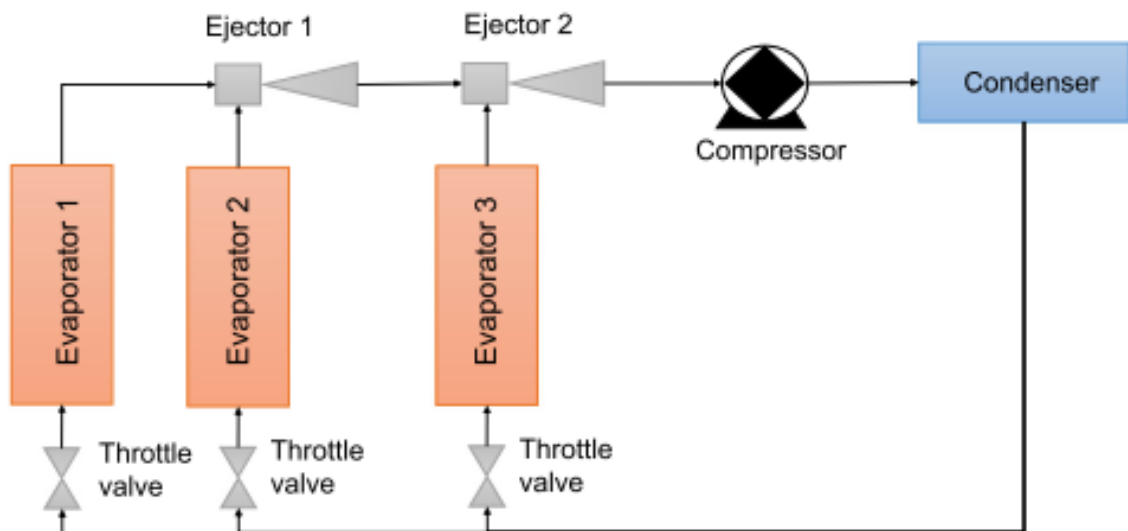


Figure 1. 24 : Système de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages [10].

Le troisième flux entre dans l'évaporateur 3 après une pression réduction dans le détendeur 3 afin de tirer la chaleur de l'environnement jusqu'à ce que le réfrigérant soit surchauffé, puis il entre à l'éjecteur 2 comme un flux secondaire. Enfin, le mélange de vapeur quitte l'éjecteur 2 après une reprise de pression dans la partie

diffuseur à l'état initial du cycle où la vapeur surchauffée du réfrigérant est envoyée au compresseur.

Toutes les différentes solutions des systèmes de réfrigération à éjecteur avec multi-composants (SREMC) garantissent une amélioration des performances par rapport aux systèmes de réfrigération à éjecteur conventionnels. Cependant, l'impact de la complexité de l'équipement et de sa gestion doit être pris en compte. Pour les systèmes de réfrigération avec des éjecteurs à plusieurs étages, ils ont été trouvés avoir un COP appréciable (de 1,2 à 2,2), mais il y a une quantité très limitée de recherche et d'autres études devraient être effectuées pour ce système. Le Tableau 1. 10 contient un ensemble de travaux scientifiques menés sur ces systèmes.

Tableau 1. 10 : Résumé bibliographique sur les systèmes de réfrigération multi-évaporateur avec des éjecteurs.

(Th : étude théorique, Exp : étude expérimentale)

Références	Th / Exp	Configuration	Fluide de travail	Tg [°C]	Te [°C]	Tc [°C]	COP %	Qe [kW]
Yu, J., et al. (2006) [132].	Th	SRE avec une pompe à jet supplémentaire	R134a R152a	80 – 100 80 - 98	5	35	20 - 30	1
Yu, J., et al. (2007) [133].	Th	SRE avec une pompe à jet supplémentaire	R141b	80 - 160	10	35 - 45	20 - 40	1
Yu, J., et al. (2007) [134].	Th	SRE avec une pompe à jet supplémentaire	R142b	80 - 120	5	35	30	1
Ahammed, M. E., et al. (2014) [135].	Exp	SRE avec une pompe à jet supplémentaire	R718	130-150	6 - 30	45 - 54	5 - 100	/
Elakdhar, M., et al. (2007) [136].	Th	Systèmes de réfrigération multi-évaporateur avec des éjecteurs	R123, R124, R141b, R134a , R152a, R290 , R600a, R717	/	(-5) - 10	28 - 44	120 - 220	0,5* + 0,5
			R290 R600a R717	/	(-40) – (-20)			

*Les auteurs ont utilisé deux évaporateurs, la capacité de refroidissement de chacun est égale à 0,5 kW.

1.3. Conclusion

Les systèmes de réfrigération à éjecteur sont des technologies prometteuses pour produire un effet de refroidissement en utilisant des sources de chaleur faible ou moyenne avec des fluides de travail différents. Ce chapitre décrit un contexte et un développement de base sur les technologies de réfrigération à éjecteur. On peut conclure que les technologies de réfrigération par éjecteur pourraient être utilisées pour produire une large gamme de charge de refroidissement. Ces systèmes sont des technologies qui répondent à la demande en matière de conservation de l'énergie et de protection de l'environnement. Il y a plusieurs fluides frigorigènes qui peuvent être utilisés dans le cycle de réfrigération à éjecteur; chacun d'entre eux fournissant des performances et des caractéristiques différentes. Le choix d'un fluide de travail concerne plusieurs critères, en particulier les caractéristiques physiques et thermodynamiques. En dehors des problèmes généraux tels que la stabilité chimique, l'impact environnemental ou la toxicité, la courbe de la ligne de vapeur saturée dans un diagramme température-entropie (T-S) doit être prise en considération. Les liquides secs, par exemple le R600, R600a, R113, R114 et R141b nécessitent moins d'énergie excessive pour la surchauffe, par conséquent, ils donnent de meilleures performances que les fluides humides et les fluides isentropiques aux mêmes températures de fonctionnement.

Dans l'analyse statique de ce système, il a été démontré que les performances du système dépendent du type de réfrigérant, des conditions de fonctionnement et de la géométrie de l'éjecteur. En pratique, la charge de refroidissement et le climat sont dynamiques. Pour la technique de la réfrigération solaire à éjecteur, le principal problème est que le système dépend fortement de facteurs environnementaux tels que la température de l'eau de refroidissement, la température de l'air, le rayonnement solaire, la vitesse du vent et autres. Ainsi, des simulations dynamiques sont nécessaires pour le dimensionnement des équipements dans le système, plutôt qu'une analyse en régime permanent. De plus, le concepteur peut mieux comprendre l'influence des conditions locales sur la fonction du système. En raison de la faible efficacité du cycle éjecteur, il n'est pas économiquement compétitif de faire fonctionner le système avec une faible fraction solaire.

CHAPITRE 2 :

**SYSTEME DE
CONVERSION D'ENERGIE SOLAIRE**

2. SYSTEME DE CONVERSION D'ENERGIE SOLAIRE

2.1. Les technologies des concentrateurs solaires linéaires

Les ressources énergétiques mondiales peuvent être classées en [137, 138]:

- Ressources fossiles (non renouvelables) qui se sont accumulées dans l'écorce terrestre au cours des ères géologiques, du fait de processus biologiques ou physico-chimiques ;
- Ressources renouvelables (solaire, éolien et géothermie). L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est à l'origine de la quasi-totalité des sources d'énergies utilisées par l'homme [137, 139].

Actuellement, la conservation des ressources énergétiques est devenue une priorité à l'échelle planétaire. La demande sans cesse croissante en matière d'énergie, a poussé les spécialistes à trouver d'autres alternatives, telle que l'énergie solaire. L'utilisation de l'énergie solaire est tributaire du système de conversion qu'on peut énumérer comme suit :

- La conversion de l'énergie solaire reçue par les collecteurs solaires en énergie thermique, elle est transformée en énergie calorifique.
- La conversion électrique (système photovoltaïque), où l'énergie solaire collectée est transformée en électricité.

Comme tout le monde le sait, l'énergie solaire est l'énergie du futur. L'un des axes les plus importants de l'énergie solaire est l'axe de solaire thermodynamique, cet axe est l'une des valorisations du rayonnement solaire direct (DNI). Cette technologie consiste à concentrer le rayonnement solaire pour chauffer un fluide à haute température et produire ainsi de l'électricité ou alimenter en énergie des procédés industriels. Dans ce chapitre, nous sommes intéressés à mener une étude approfondie sur les concentrateurs solaires linéaires. Ces concentrateurs redirigent et concentrent en permanence les rayonnements solaires directs vers un ou deux tubes absorbeurs. L'énergie solaire concentrée sert à chauffer un fluide caloporteur circulant dans un tube horizontal où la température de travail peut atteindre 500°C. Généralement, on distingue deux principaux types de concentrateurs solaires

linéaires : les concentrateurs cylindro-parabolique (PTC) et les concentrateurs linéaires de Fresnel (LFR).

2.2. Les concentrateurs cylindro-parabolique (Parabolic Trough Collector)

La technologie des réflecteurs solaires cylindro-paraboliques (Parabolic Trough Collector « PTC ») est la plus fréquente dans les puissantes centrales solaires au monde, cette technologie est très largement répandue dans le domaine de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire et surtout dans les domaines industriels et domestiques qui exigeant des températures de service de 80°C à 160°C [58]. Sachant que la production d'électricité nécessite des températures élevées de 400°C à 1200°C; la technologie de PTC peut répondre à cette exigence et produire de la vapeur surchauffée pour les centrales de production de l'énergie [59]. Cette technologie est utilisée dans plusieurs domaines tels que les systèmes industriels hybrides, le dessalement, la climatisation, la réfrigération, ...etc. [60-64].

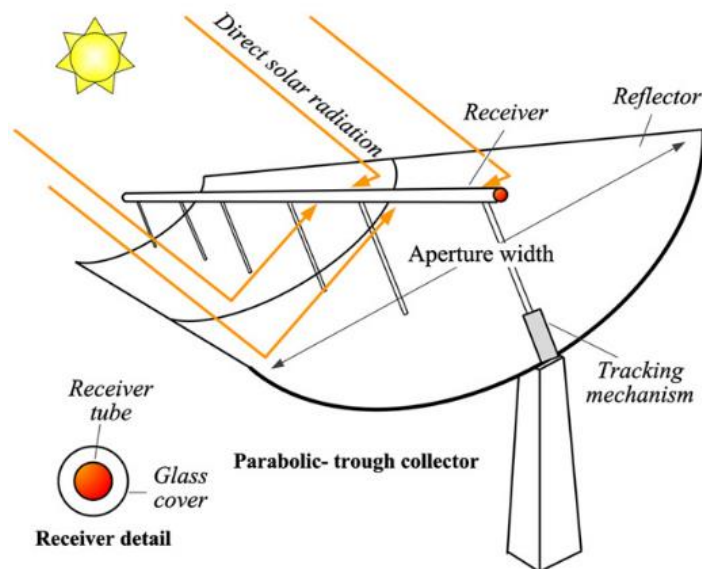


Figure 2. 1 : Schéma d'un concentrateur cylindro- parabolique[140].

Les PTC sont composés de surfaces réfléchissantes cylindro-paraboliques et un ou plusieurs tubes absorbeurs peints en noir mat afin de capter un maximum d'énergie solaire. La surface réfléchissant concentre les rayonnements solaires directs (DNI) sur le tube absorbeur. Le concentrateur solaire cylindro-parabolique

possède un tube absorbeur circulaire en cuivre avec une couche sélective convenable (peint en noir mat), ce tube est situé dans la ligne focale de la parabole. La couche sélective qui a un coefficient d'absorption élevé, a un bon absorbant du rayonnement solaire et a une haute émittance aux ondes infrarouges. Le récepteur est entouré par une enveloppe en verre (vitre). Les rayonnements solaires directs incidents sont concentrés par les miroirs sur le récepteur, où le fluide caloporteur (Heat Transfer Fluid, HTF) circule à l'intérieur pour réaliser le transfert de la chaleur par convection avec le tube absorbeur. L'énergie solaire concentrée sert à chauffer un fluide caloporteur où la température de fluide peut atteindre environ 400 °C [141] selon le type de fluide caloporteur, par exemple la température de la vapeur d'eau peut dépasser 160 °C [66, 142].

Parmi les premiers pays qui exploitent cette technologie, on peut citer les États-Unis d'Amérique grâce à l'achèvement de la station Nevada Solar One en Avril 2007. Nevada Solar One est une centrale thermique qui contient 219000 miroirs réfléchissants de type réflecteurs cylindro-paraboliques réparties sur une surface de 1,3 million m². La puissance de la centrale est 64 MW. Avec une production attendue de 134 GWh/an, on peut alimenter 40000 foyers américains en énergie électrique [143].

ANDASOL est la plus grande centrale solaire thermique d'Europe (Espagne). Cette centrale est capable de produire de l'électricité en continu, grâce à un système de stockage de la chaleur. La puissance de cette centrale est de 50 MW et la production attendue de 180 GWh/an peut alimenter 45 000 foyers espagnols [143].

L'Algérie a réalisé un central électrique hybride gaz/solaire établie avec des spécifications allemandes dans la région de Hassi R'mel (Laghout) (Figure 2. 2). Cette centrale combine des miroirs cylindro-paraboliques concentrant la puissance solaire de 25 MW, sur une surface de 180000 m², en conjonction avec une centrale à turbines à gaz de 130 MW [144].



Figure 2. 2 : La centrale hybride de Hassi R'mel [145].

2.2.1. Modèle optique

La modélisation optique a été effectuée avec le logiciel SolTrace, il est développé par le laboratoire américain NREL « National Renewable Energy Laboratory » [146]. Ce code a été écrit au début de 2003 et il est un outil de simulation optique conçu pour modéliser les systèmes optiques utilisés dans les applications des centrales solaires à concentration (CSP). Il accepte les géométries complexes. Il utilise l'algorithme de Monte-Carlo, il peut fournir des cartes de flux thermique, déterminer le flux maximal et la distribution de flux thermique sur l'absorbeur.

Le système optique de notre concentrateur est composé de deux parties, la surface réfléchissante du concentrateur et de l'absorbeur. La surface réfléchissante du concentrateur est modélisée comme un seul miroir de section parabolique. Les tubes absorbeurs sont localisés au centre de la ligne focale du concentrateur pour absorber la plus grande quantité possible de l'énergie solaire. Le Tableau 2. 1 présente les propriétés optiques du tube absorbeur.

Tableau 2. 1: Les caractéristiques optiques des quatre tubes absorbeurs.

Paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale (σ_{optique})	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,92
Transmissivité de la vitre	0,945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur (α)	0,94
L'émissivité du tube absorbeur (ϵ_A)	0,12
L'émissivité de la vitre (ϵ_V)	0,935

La simulation optique permet d'estimer les flux et les concentrations thermiques incidentes sur la surface de l'absorbeur, pendant la modélisation optique, nous prenons en compte :

- La valeur de rayonnement solaire à chaque instant ;
- La valeur de l'angle d'incidence du rayonnement solaire sur le miroir réfléchissant ;
- Les propriétés optiques et géométriques de chaque miroir;
- Les propriétés optiques et géométriques du tube absorbeur.

Nous avons mené l'étude sur trois configurations des concentrateurs cylindro-parabolique selon le nombre et les dimensions des tubes absorbeurs. Les configurations sont illustrées dans le Tableau 2. 2.

Tableau 2. 2: Dimensions des concentrateurs PTC qui ont été étudiés.

Caractéristique géométrique	1 ^{ère} configuration	2 ^{ème} configuration	3 ^{ème} Configuration
	Valeur [mm]	Valeur [mm]	Valeur [mm]
<u>Nombre des tubes absorbeurs</u>	4	1	1
Diamètre extérieur de l'absorbeur ($D_{A,ext}$)	22	22	70
Diamètre intérieur de l'absorbeur ($D_{A,int}$)	20	20	65
Diamètre extérieur de la vitre ($D_{V,ext}$)	26	26	115
Diamètre intérieur de la vitre ($D_{V,int}$)	23,5	23,5	109
Longueur de miroir (L)	12270	12270	12270
largeur de miroir (l)	1100	1100	11900
La distance focale	1300	1300	1840
Orientation	Est-Ouest		

La Figure 2. 3 représente le schéma de concentrateur cylindro-parabolique selon la 1^{ère} configuration avec le logiciel SolTrace. On admet que les propriétés optiques (Coefficient de réflexion, absorptivité, etc.) sont uniformes sur l'intégralité de la surface réfléchissante. On considère que le suivi solaire est très précis, dont

l'ouverture du concentrateur est constamment perpendiculaire aux rayons provenant du disque solaire.

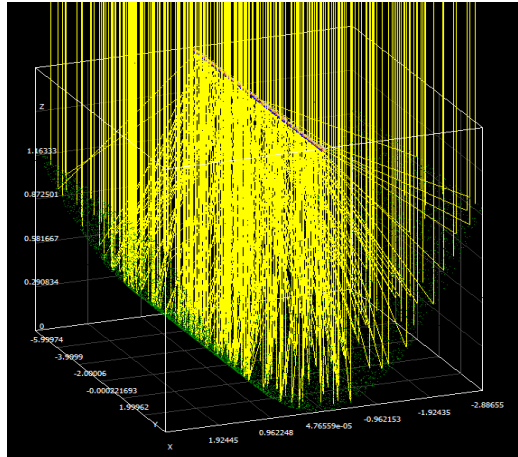


Figure 2. 3: Un PTC selon la 1^{ère} configuration avec le logiciel SolTrace.

La Figure 2. 4 montre l'agencement des tubes absorbeurs pour chaque configuration.

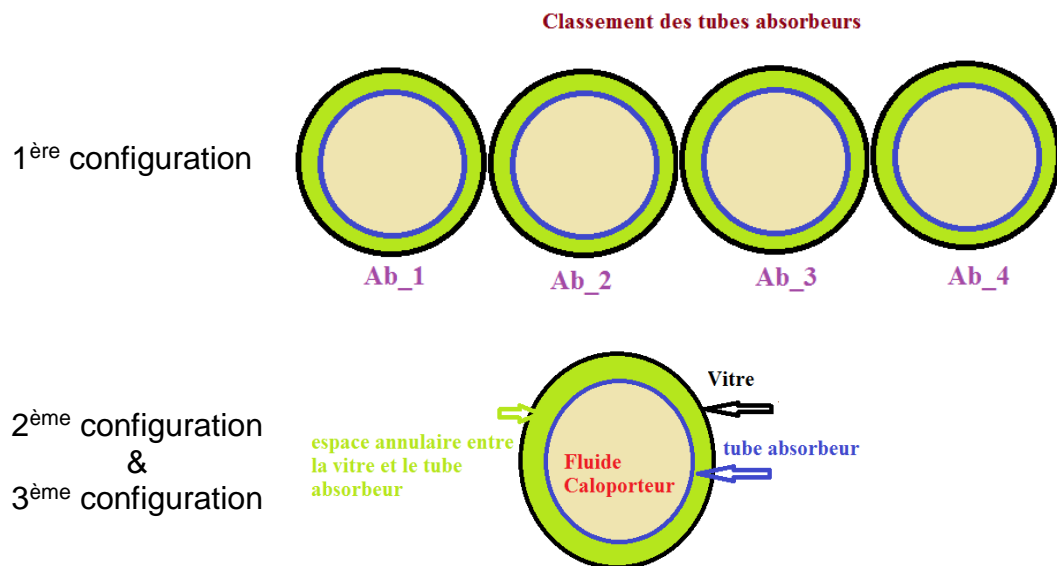


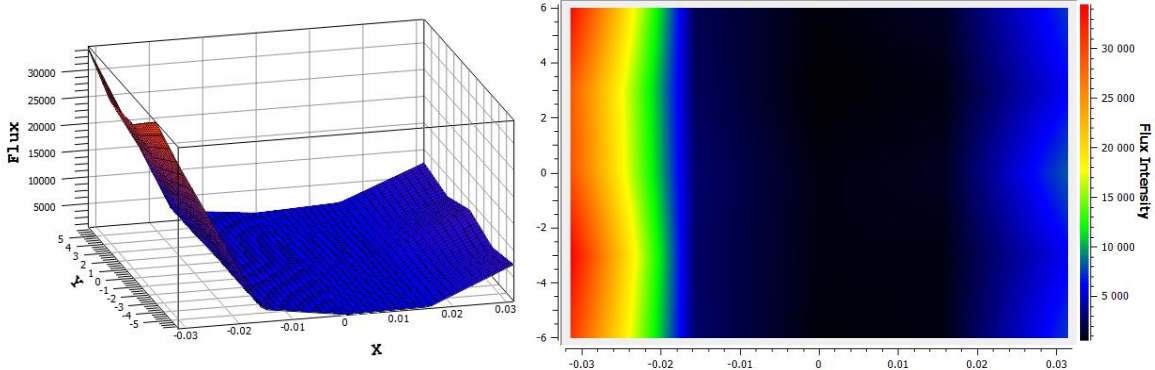
Figure 2. 4: La configuration des tubes absorbeurs.

L'objectif principal de la modélisation optique est de connaître le pouvoir de concentration de notre collecteur, et l'observation de l'évolution du flux thermique au niveau de l'absorbeur en fonction de la variation de l'angle d'incidence des rayons solaire. La Figure 2. 5 présente le contour de l'intensité de flux thermique moyen et la

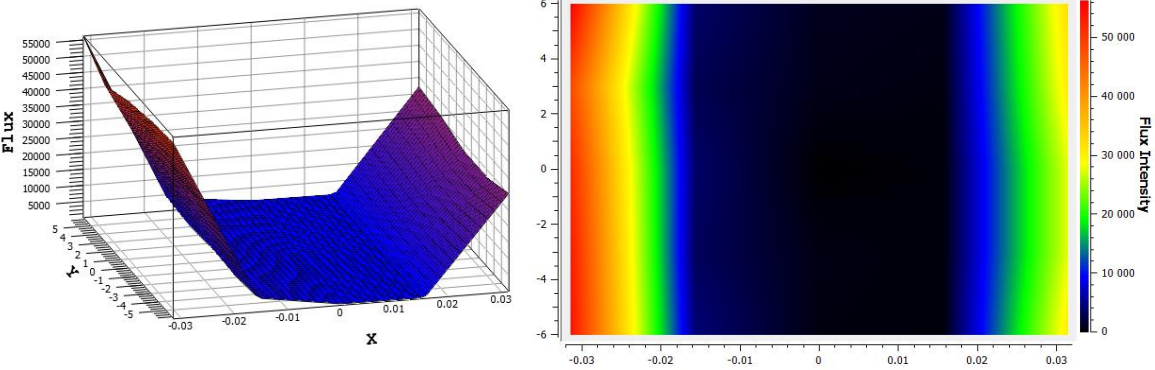
distribution moyenne de flux thermique avec une valeur de rayonnement solaire direct égal à 750 [W/m²].

➡ 1^{ère} configuration

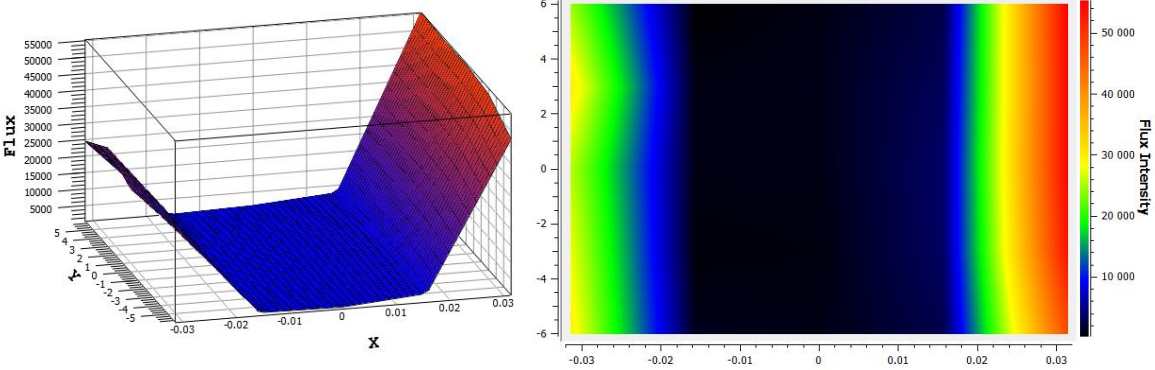
Ab_1



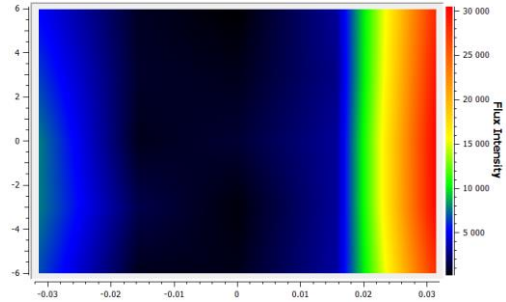
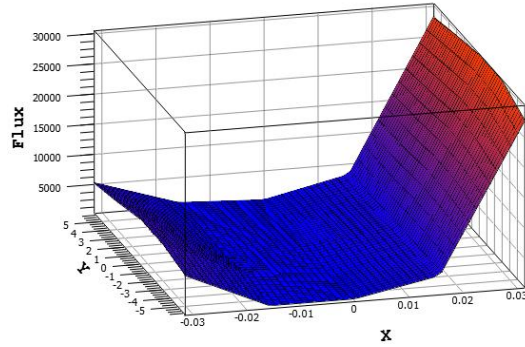
Ab_2



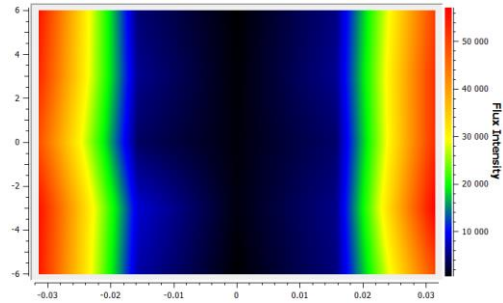
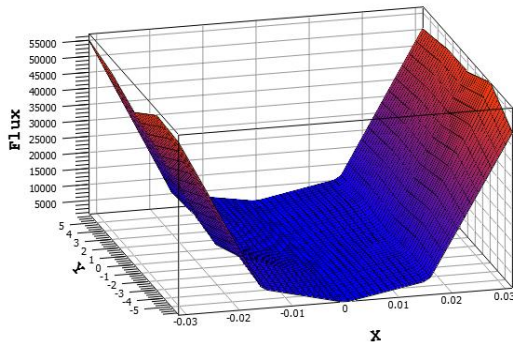
Ab_3



Ab_4



➡ 2^{ème} configuration



➡ 3^{ème} configuration

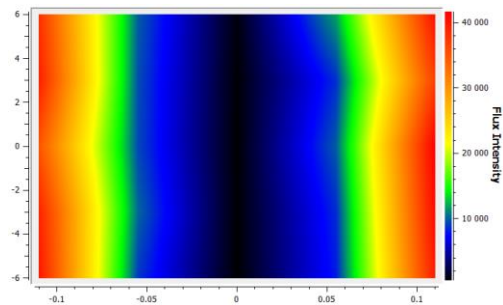
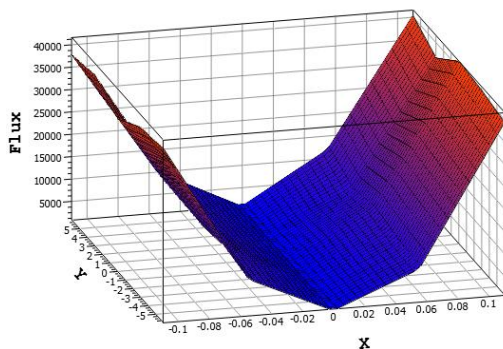


Figure 2. 5 : Le contour de l'intensité de flux thermique moyen et la distribution moyenne de flux thermique avec $DNI=750 [W/m^2]$ pour les trois configurations.

On peut dire que les trois configurations présentent un bon comportement optique. La Figure 2. 6 illustre l'évaluation de l'intensité de flux thermique qui a été obtenir par le code SolTrace pour les trois configurations.

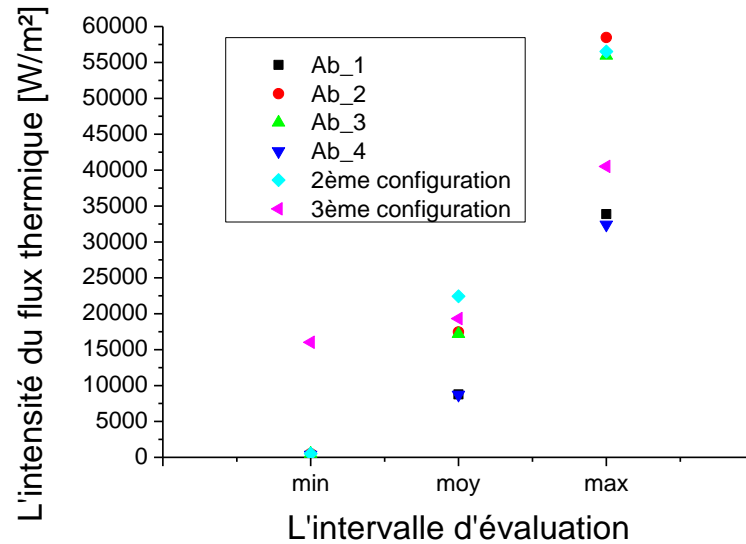


Figure 2. 6: Evaluation de l'intensité de flux thermique pour les trois configurations.

D'après la Figure 2. 6, on constate que les trois configurations donnent une bonne valeur moyenne de l'intensité du flux thermique sur la surface du tube absorbeur, mais la 2^{ème} configuration a donné la valeur moyenne la plus élevée d'intensité de flux thermique, donc elle représente la meilleure configuration par rapport aux deux autres.

2.2.2. Modèle thermique

Nous allons analyser thermiquement par un outil numérique les trois concentrateurs cylindro-parabolique ; on a utilisé l'eau de robinet comme un fluide caloporteur pour la 1^{ère} et la 2^{ème} configuration de réflecteur solaire PTC ; l'eau à une grande capacité thermique, et ne pollue pas l'environnement. L'huile synthétique Therminol VP-1TM a été utilisée comme fluide caloporteur pour la 3^{ème} configuration de concentrateur solaire PTC ; le Therminol VP-1 est un fluide caloporteur synthétique qui combine la stabilité thermique exceptionnelle et une faible viscosité pour une performance uniforme et fiable dans une large et optimale plage d'utilisation de 12°C à 400°C (54°F à 750°F). Cette modélisation est conduite pour estimer la

variation de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du rayonnement solaire direct (DNI) dans les sites suivants : Annaba, Blida, El-Oued et Oran/Es Senia, dans le mois de Janvier. Le Tableau 2. 3 montre les caractéristiques géographiques de chaque site (Les coordonnées des sites).

Tableau 2. 3: Les données géographiques pour les quatre sites.

La ville	latitude (°)	longitude (°)	z (m)	Albédo
Annaba	36,83°N	7,82°E	4	0,07
Blida	36,47°N	2,83°E	272	0,17
El-Oued	33,50N	6,12E	82	0,3
Oran/Es Senia	35,63°N	0,60°O	90	0.07

Les calculs sont effectués sur les trois concentrateurs solaires PTC avec l'utilisation du modèle semi-empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT afin d'estimer le DNI pour les sites sélectionnés (Pour plus de détails sur les équations du modèle, voir l'annexe A, page : 159). Le Tableau 2. 4 contient la température moyenne maximale pour les régions étudiées.

Tableau 2. 4 : Les températures moyennes maximale de l'ambiante pour le mois de Janvier.

région	T _{moy_max} [147]	La journée	type de ciel	débit d'alimentation
Annaba	18,8	08/01/2016	CTC	0,015 Kg/s
Blida	15,7	26/01/2016	CTC	
El Oued	19,5	11/01/2016	CTC	
Oran/Es Senia	19,5	08/01/2016	CTC	

Les échanges thermiques se produit entre les trois éléments : le fluide caloporteur, l'absorbeur et la vitre (Figure 2. 7). La modélisation des températures est basée sur les bilans énergétiques caractérisés par les équations différentielles des trois températures : T_A (tube absorbeur), T_F (fluide) et T_V (vitre). Ces équations varient pendant le temps d'éclairement (t) pour une longueur (x) du tube absorbeur. Nous choisissons la discrétisation des équations par la méthode des différences finies pour permettre la résolution du système d'équations non linéaires des bilans thermiques. Un programme de calcul en Matlab a été élaboré après la discrétisation des équations. Pour le calcul de bilan énergétique on pose comme hypothèses :

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

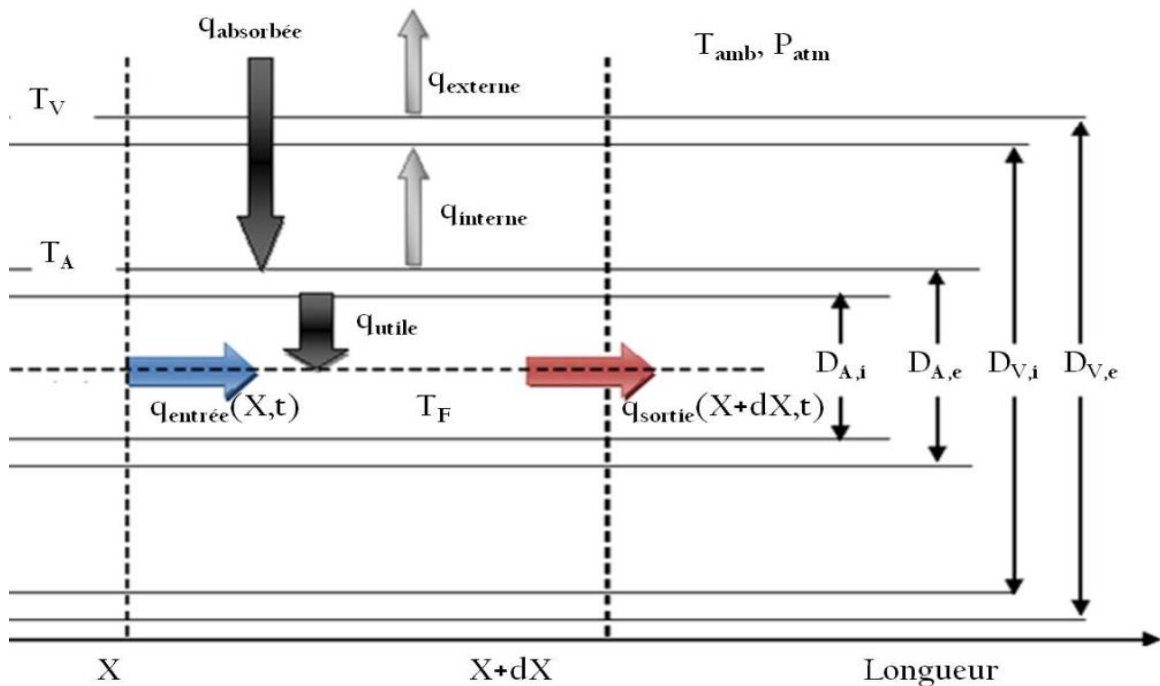


Figure 2. 7 : Le bilan thermique d'un élément surfacique du tube absorbeur.

- Bilan énergétique pour le fluide

Nous commençons par un bilan énergétique thermique du fluide caloporteur (eau ou huile), qui amène à une équation aux dérivées partielles de la température. Donc, le bilan énergétique pour le fluide caloporteur qui circule dans le tube absorbeur est exprimé par :

$$\rho_F \cdot C_F \cdot A_{A,int} \cdot \frac{\partial T_F(X,t)}{\partial t} = q_{utile} - \rho_F \cdot C_F \cdot Q_v \cdot \frac{\partial T_F(X,t)}{\partial X} \quad (2. 1)$$

Où, t est le temps dans un élément de longueur ΔX à la position X ; ρ_F est la densité du fluide (kg/m^3) ; C_F est la chaleur spécifique du fluide (J/kg k) ; $A_{A,int}$ est la surface intérieure de l'absorbeur (m^2) ; Q_v est Le débit volumique du fluide caloporteur dans le tube absorbeur (m^3/s) et q_{utile} est la quantité de chaleur échangée par convection entre le tube absorbeur et le fluide (W), c.-à-d., la quantité d'énergie gagnée par le fluide caloporteur, et qui indique le transfert de chaleur par convection entre le fluide caloporteur et le tube absorbeur. Les conditions initiales et les conditions aux limites d'équation (2. 1) sont :

$$\begin{aligned} T_F(0,t) &= T_{F,entr\acute{e}e}(t) = T_{amb}(t) \\ T_F(X,t) &= T_{F,initial}(t) = T_{amb}(0) \end{aligned} \quad (2. 2)$$

Toutes les caractéristiques thermo-physiques de l'eau sont en fonction de sa température.

- Bilan énergétique pour le tube absorbeur

Le bilan énergétique pour le tube absorbeur est donné par la relation suivante :

$$\rho_A \cdot C_A \cdot A_A \cdot \frac{\partial T_A(X,t)}{\partial t} = q_{absorb\acute{e}e}(t) - q_{sortie}(X,t) - q_{utile}(X,t) \quad (2. 3)$$

Où ρ_A est la densité du tube absorbeur (kg/m^3) ; C_A est la chaleur spécifique du tube absorbeur (J/kg.k) ; A_A est la différence entre la surface intérieure et la surface extérieure du tube absorbeur (m^2) ; $q_{absorb\acute{e}e}$ est la quantité de chaleur absorbée au niveau du tube absorbeur (W) et q_{sortie} est la quantité de chaleur de fluide quand il est sorti de tube (W). Les conditions initiales relatives à l'équation (2. 3) sont:

$$T_A(X,t) = T_{A,initial}(t) = T_{amb}(0) \quad (2. 4)$$

- Bilan énergétique de la vitre

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

$$\rho_V \cdot C_V \cdot A_V \cdot \frac{\partial T_V(X,t)}{\partial t} = q_{int\acute{e}rne}(X,t) - q_{ext\acute{e}rne}(X,t) \quad (2. 5)$$

Où ρ_V est la densité de la vitre (kg/m^3) ; C_V est la chaleur spécifique de la vitre (J/kg k) ; A_V est la différence entre la surface intérieure et la surface extérieure de la vitre (m^2) ; $q_{int\acute{e}rne}$ est la puissance interne (convection et rayonnement) entre l'absorbeur et

la vitre (W) et q_{externe} est la puissance externe (convection et rayonnement) entre la vitre et l'ambiance (W). La condition initiale de l'équation (2. 5) est:

$$T_V(X,t)=T_{V,initial}(t)=T_{amb}(0) \quad (2. 6)$$

La puissance thermique émise par le soleil et reçue par le concentrateur vaut donc [148, 149] :

$$q_{\text{absorbée}} = \alpha \times \rho_m \times \gamma_{\text{int}} \times S_e \times DNI \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \quad (2. 7)$$

Où, A_c est la surface d'ouverture de collecteur (m^2) ; ρ_m est le facteur de réflectance du miroir ; K est le facteur de correction d'angle d'incidence modifié ; α est le coefficient d'absorbions de l'absorbeur et γ_{int} est le facteur d'interception.

On peut exprimer l'efficacité optique (η_{opt}) du concentrateur par [66, 142, 150, 151]:

$$\eta_{\text{opt}} = \alpha \rho_m \gamma_{\text{int}} \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \quad (2. 8)$$

l'efficacité thermique (η) par [66, 142, 150, 151]:

$$\eta = \eta_{\text{opt}} - \frac{U_L \cdot A_A \cdot (T_A - T_{\text{amb}})}{DNI \times A_C} \quad (2. 9)$$

Où U_L est le coefficient des pertes thermiques ($W/m^2.K$) et T_{amb} est la température d'ambiance (K).

- Pertes thermiques dans un concentrateur cylindro-parabolique

Le coefficient des pertes thermiques U_L est exprimé par :

$$U_L = \left(\frac{1}{C_1 \left[\frac{T_A - T_{\text{amb}}}{1+f} \right]^{-0,25} + \frac{D_{A,\text{int}}}{D_{A,\text{ext}} \times h_v}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_A^2 + T_{\text{amb}}^2) \cdot (T_A + T_{\text{amb}})}{\left[\varepsilon_A - 0,04 \left(1 - \varepsilon_A \left(\frac{T_A}{450} \right) \right) \right]^{-1} - \left[\left(\frac{D_{A,\text{int}}}{D_{A,\text{ext}}} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_V} \right) \left(\frac{f}{\varepsilon_V} \right) \right]} \quad (2. 10)$$

Avec ε_A est l'émissivité du tube absorbeur ; ε_V est l'émissivité de l'enveloppe transparente en verre et σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$).

Le facteur (f) tient compte du coefficient des pertes du au vent, et qui peut être obtenu par l'équation suivante :

$$f = D_{A,int}^{-0,4} (1,61 + 1,3 \varepsilon_A) h_v^{-0,9} \exp [0,00325 (T_A - 273)] \quad (2. 11)$$

C_1 est donné par l'expression empirique suivante :

$$C_1 = \frac{1,45 + 0,96(\varepsilon_A - 0,5)^2}{D_{A,int} \left(\frac{1}{D_{A,int}^{0,6} - D_{A,ext}^{0,6}} \right)^{1,25}} \quad (2. 12)$$

Le terme h_v est le coefficient de la convection du vent, et qui peut être obtenu par l'équation suivante (selon McAdams (1954)) [152]:

$$h_v = 5,7 + 3,8V_V \quad (2. 13)$$

Selon Watmuff et al. (1977), h_v peut être obtenu par l'équation suivante [152]:

$$h_v = 2,8 + 3V_V \quad (2. 14)$$

Avec V_V est la vitesse du vent, [m/s].

Donc, nous avons trois inconnues (T_F , T_A et T_V) et pour déterminer leurs valeurs on doit résoudre les équations ((2. 1), (2. 3) et (2. 5)). A cet effet, on réarrange l'ensemble des équations et nous adaptons la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \text{Matrice des coefficients} & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_A \\ T_F \\ T_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cdot \\ \text{vecteur du second membre} \\ \cdot \end{bmatrix}$$

Le débit massique moyen du fluide caloporteur à l'intérieur du tube absorbeur est égal à 0,015 (Kg/s). La simulation numérique des performances des concentrateurs solaires est réalisée à l'aide d'une procédure de calcul. Pour cela nous avons élaboré un programme avec le langage Matlab pour déterminer les trois températures (T_A , T_f et T_v) en fonction des données géographiques et climatiques des

régions sélectionnées. La Figure 2. 8 montre l'évaluation des températures T_A , T_F et T_v pour un PTC à eau selon la 2^{ème} configuration.

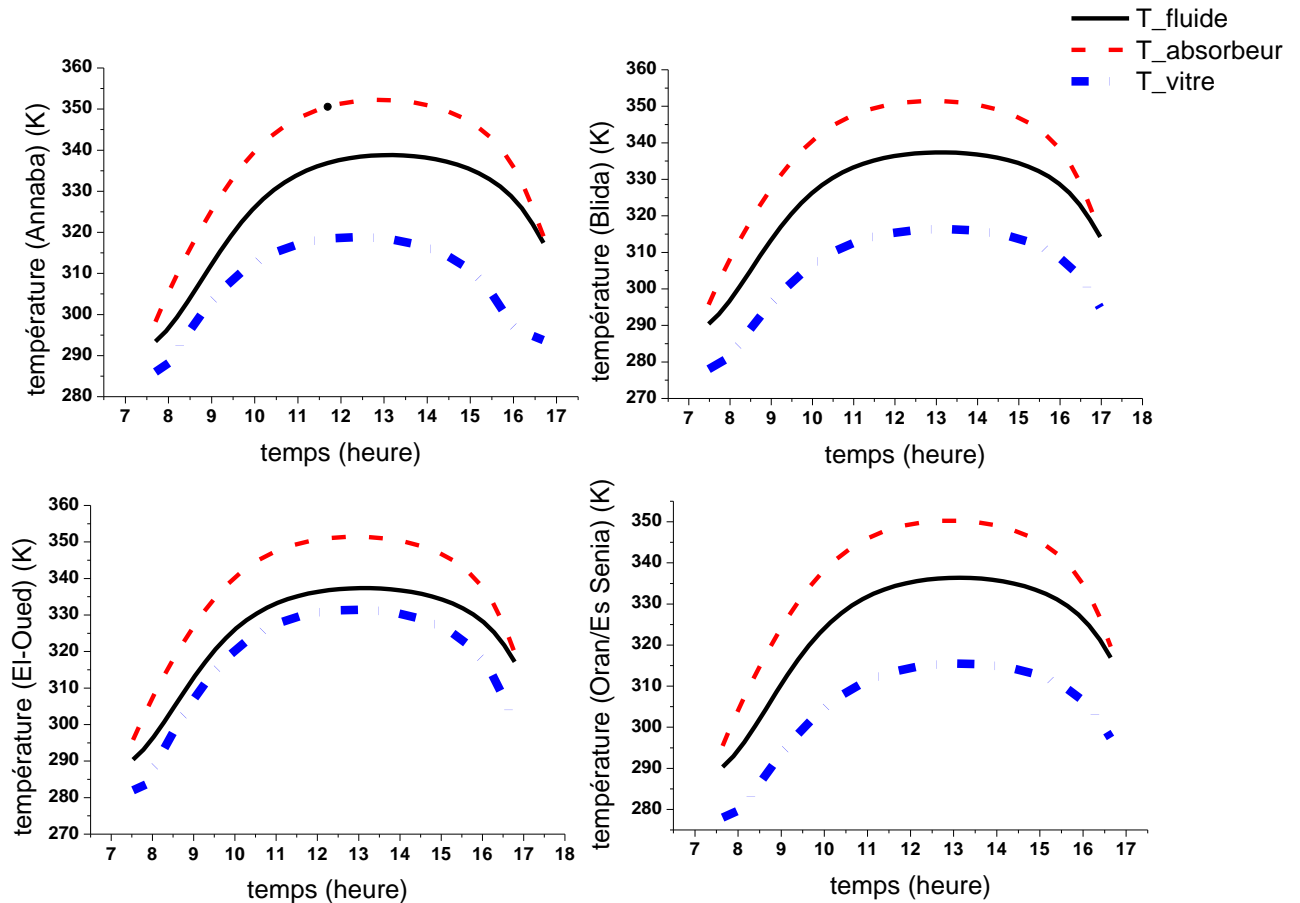


Figure 2. 8: Evaluation des températures pour un PTC à eau selon la 2^{ème} configuration.

Le rendement optique et le rendement thermique de ce modèle sont égaux à 62 % et 60 %. Respectivement. Le rendement thermique diminue après la valeur maximal (60%), car :

- La température d'entrée de l'eau est presque identique à la température ambiante, ce qui correspond ainsi à une parfaite isolation thermique et des pertes thermiques plus faible vers l'ambiance ;
- Les pertes thermiques qui croient avec l'augmentation des températures de l'eau respectivement à l'entrée et à la sortie du conduit de l'absorbeur.

Donc, le rendement thermique est relié avec la résistance thermique admissible et l'inertie thermique des matériaux de construction des tubes absorbeurs. Ainsi, la

concentration des rayons solaire par le miroir cylindro-parabolique a un effet très important sur le rendement thermique. La Figure 2. 9 illustre la variation du coefficient des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le tube absorbeur et l'ambiance.

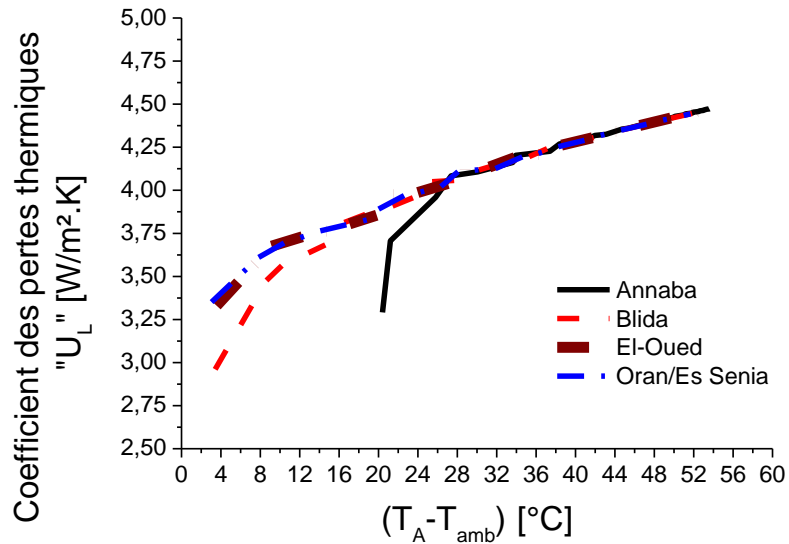
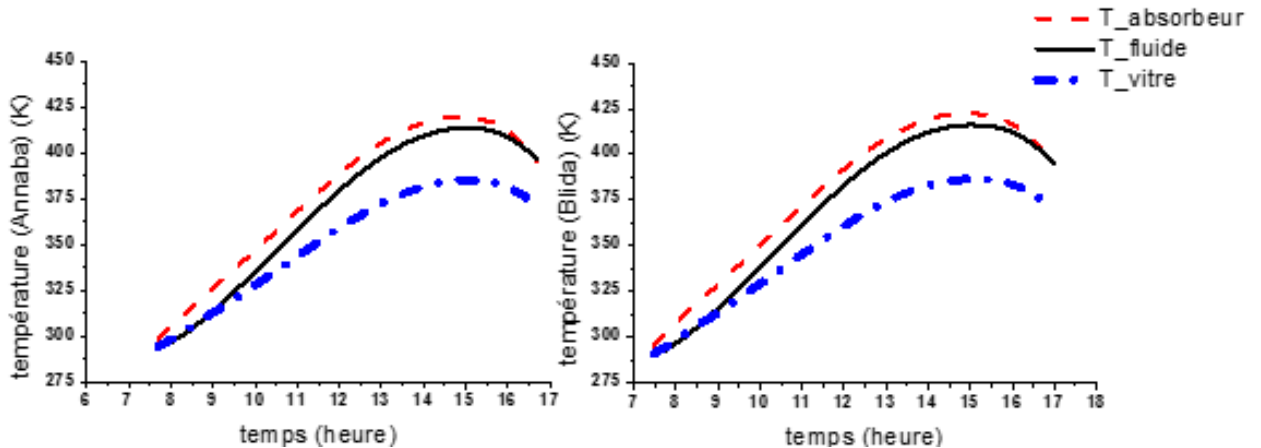


Figure 2. 9 : Évaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à eau selon la 2^{ème} configuration.

Pour la 1^{ère} configuration du PTC, les tubes absorbeurs sont reliés entre eux pour former un système hydraulique de type serpentin. Les figures (2.10 et 2.11) regroupent les résultats relatifs au modèle n^o1 avec l'utilisation de l'eau comme un fluide caloporteur.



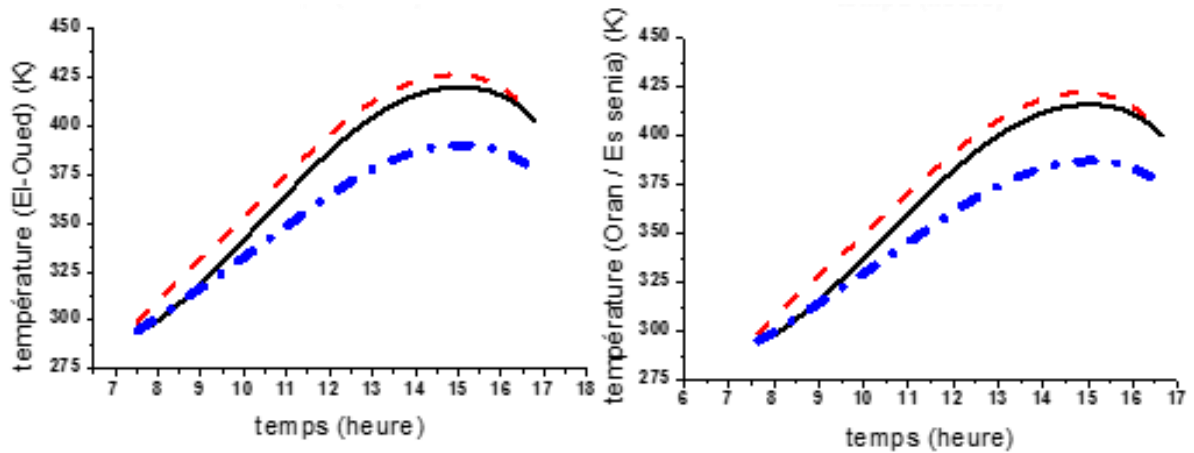


Figure 2. 10 : Evaluation des températures pour un PTC à eau selon la 1^{ère} configuration.

Avec cette configuration, l'eau se transforme en vapeur et atteint des températures de l'ordre de 150°C ou plus. La température de sortie du fluide est inversement proportionnelle au rayonnement solaire direct, et elle dépend principalement de la quantité de chaleur $q_{\text{absorbé}}(t)$, qui est en fonction des paramètres optiques et géométriques du concentrateur.

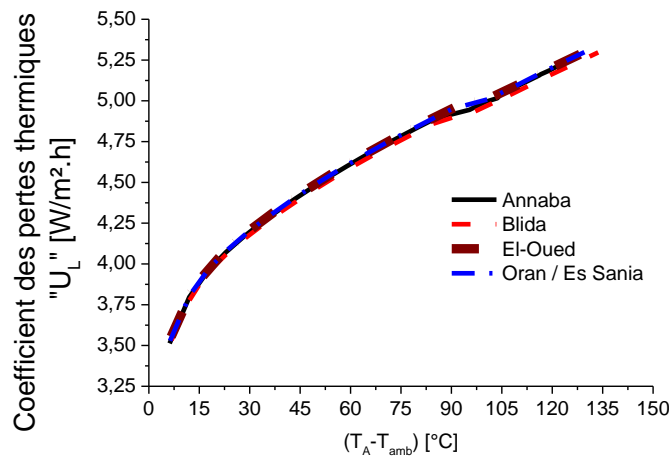


Figure 2. 11 : Evaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à eau selon la 1^{ère} configuration.

Pour le PTC à huile (d'huile synthétique Therminol VP-1) avec la 3^{ème} configuration, les résultats sont illustrés dans les suivantes Figures (Figure 2. 12 & Figure 2. 13).

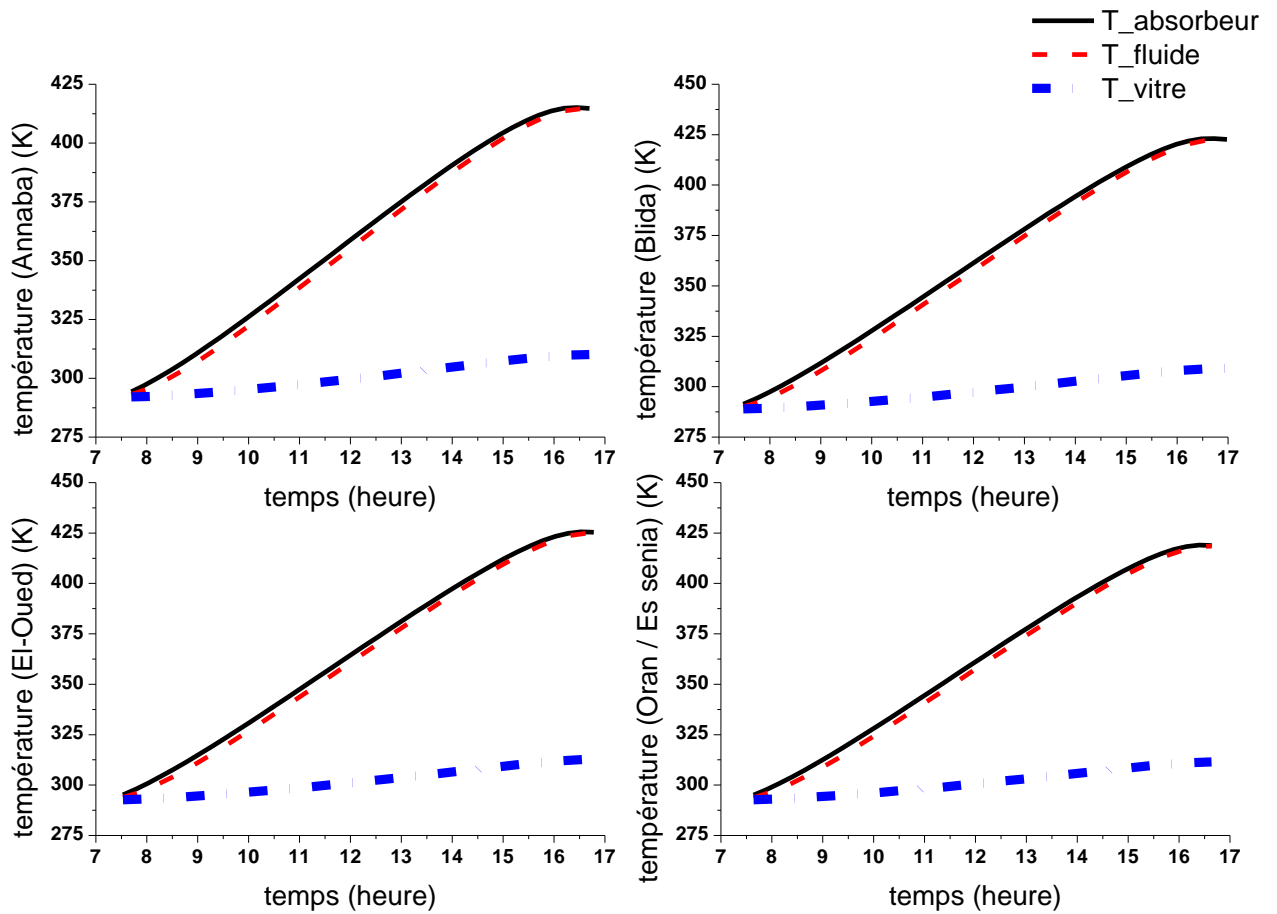


Figure 2. 12: Evaluation des températures pour un PTC à huile selon la 3^{ème} configuration.

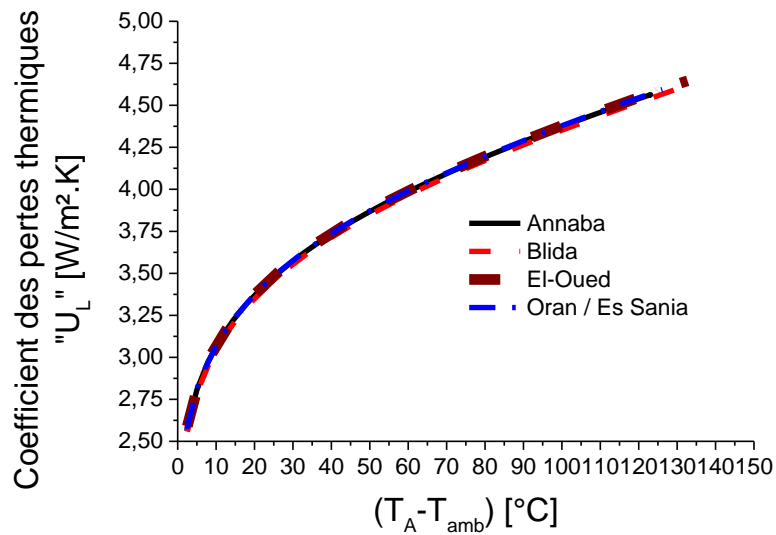


Figure 2. 13 : Evaluation de coefficient des pertes thermiques pour un PTC à huile selon la 3^{ème} configuration.

Les Figures (Figure 2. 8, Figure 2. 10 et Figure 2. 12) montrent clairement que :

- Les températures de sortie de fluide caloporteur varient en fonction de: i) du flux solaire direct; ii) des paramètres optiques et géométriques du concentrateur cylindro-parabolique; iii) des conditions climatiques de chaque site ;
- On remarque de plus que les allures sont similaire, la différence réside uniquement au niveau des pentes des courbes ;
- La température la plus élevée est la température du tube absorbeur, en suite la température du fluide et enfin la température de la vitre. Les résultats sont très concordants avec les échanges énergétiques au niveau du tube absorbeur. Une grande quantité d'énergie est absorbée par le fluide et une petite quantité va sous forme des pertes thermiques.

En comparant les courbes de la 1^{ère} et la 2^{ème} configuration, l'effet du nombre de tubes absorbeurs sur la température de fluide est très significatif (la seule différence entre les deux configurations est le nombre de tubes absorbeurs, voir le Tableau 2. 2). La 1^{ère} configuration a donné une meilleure efficacité thermique par rapport à la deuxième configuration, où la température de sortie du fluide a atteint 150 °C et 65°C respectivement pour la 1^{ère} et la 2^{ème} configuration. En effet, l'augmentation de la longueur du tube absorbeur (sous la forme d'une ligne ou d'un serpent) engendre une augmentation de l'échange thermique par convection entre le fluide caloporteur et la surface de tube absorbeur.

Les concentrateurs solaires sont utilisés pour focaliser les rayons du soleil sur l'absorbeur d'un collecteur solaire, ceci entraîne une diminution importante de la taille de l'absorbeur, ce qui réduit en conséquence les pertes de chaleur et augmente l'efficacité thermique à hautes températures des PTC. L'absorbeur est donc, un composant très important dans le concentrateur cylindro-parabolique. Les figures (Figure 2. 9 & Figure 2. 11) illustrent l'évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre l'absorbeur et l'air ambiant avec une émissivité du tube absorbeur égale à 0,12. Le coefficient des pertes thermiques est compris entre 3 et 4,5 (W/m². K) pour la 2^{ème} configuration et entre 3 et 5,25 (W/m².

K) pour la 1^{ère}. En comparant les deux résultats, on remarque que la valeur du coefficient des pertes thermiques augmente avec l'augmentation de la température du tube absorbeur. Donc pour réduire les pertes thermiques par convection entre la vitre (l'enveloppe transparente en verre) et le tube absorbeur, certaines technologies de PTC utilisent un vide poussé à l'intérieur de l'espace annulaire entre la vitre et l'absorbeur. [2, 66, 67, 142].

Pour la 3^{ème} configuration, Nous avons enregistré une température de sortie d'huile d'environ 148 °C pour les différents sites, ceci montre la bonne isolation thermique utilisée et une faible perte de chaleur entre le tube absorbant et l'air environnant. Il est à noter que la température de l'huile augmente proportionnellement au rayonnement direct du soleil. Cette augmentation rapide de la température d'huile est de plus liée à la faible capacité calorifique de l'huile (On note que la capacité thermique est le produit de la masse volumique et de la chaleur spécifique d'huile). Le coefficient des pertes thermique pour le PTC solaire à huile varie entre 2,5 et 4.75 (W/m². K).

Les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur (eau & Therminol VP-1) qui sont utilisés dans la modélisation thermique du concentrateur sont variables en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur. La masse volumique, la chaleur spécifique et la conductivité thermique de Therminol VP-1 sont inférieures à celles de l'eau. Par contre, la viscosité dynamique de Therminol VP-1 est plus forte par rapport à celle de l'eau (Pour plus de détails sur les caractéristiques physique de l'eau, l'air et Therminol, voir l'annexe B, page : 159). Pour un excellent choix de fluide caloporteur, il faut prendre en compte les caractéristiques suivantes:

- Être peu corrosif, pour sauvegarder les tubes absorbeurs ;
- Avoir une bonne capacité calorifique pour diminuer les pertes thermiques ;
- Avoir une faible viscosité pour que la circulation soit facilitée ;
- Avoir une bonne résistance aux températures élevées et au gel, pour éviter les complications et les problèmes de dilatation qui pourraient créer des dégâts importants.

Selon les caractéristiques mentionnées ci-dessus, l'eau peut être considérée comme un bon fluide caloporteur et peut être utilisée dans plusieurs applications

industrielles et domestiques. Malgré que l'huile synthétique Therminol VP-1, fréquemment utilisé dans les domaines industriels, à cause de sa forte résistance aux températures élevées et sa légère corrosivité, possède des inconvénients à savoir : une capacité calorifique faible et une viscosité importante par rapport à l'eau. Pour toutes ces raisons, le choix de fluide caloporteur dans la suite de l'étude s'est porté sur l'eau.

Suivant les figures (Figure 2. 8, Figure 2. 10 & Figure 2. 12), Les résultats obtenus sont très encourageants et permettent l'exploitation de ces technologies (PTC à eau ou PTC à huile selon le besoin) dans de nombreux domaines industriels et domestiques dans toutes les régions de l'Algérie, sachant que le rendement thermique du concentrateur dépasse 60 % [2, 66, 67, 142].

2.3. Les concentrateurs solaires linéaires de Fresnel (LFR)

La technologie à réflecteurs linéaires de Fresnel (LFR) est encore jeune et elle occupe de plus en plus de place dans le domaine des procédés solaires à concentration. Elle est intéressante pour sa simplicité et son faible coût par rapport au concentrateur cylindro-parabolique. Le réflecteur est généralement composé de plusieurs bandes de miroirs réfléchissantes qui concentrent le rayonnement sur un récepteur fixe positionné en leur foyer. Ainsi le rayonnement concentré sur les tubes absorbeurs permet de fournir une température considérable pour le fluide caloporteur. Cette technologie qui a été inventée par le physicien français Augustin Fresnel (1788-1827), où il a été utilisé cette technique dans le système optique des phares utilisés dans le domaine du guide et signalisation marine. Le travail d'Alessandro BATTAGLIA est à l'origine de l'utilisation de la technique de concentration solaire par le réflecteur linéaire de Fresnel [153, 154].

Giovanni Francia (1911-1980), un mathématicien italien, a développé au début des années 1960 le premier système qui applique la technologie de LFR dans les domaines de la concentration solaire à réflexion (Figure 2. 14). Il a conçu et monté un premier prototype à Gènes en 1963. L'année suivante, il a construit et testé un prototype de LFR à la station solaire de Lacédémone-Marseille, cette station a produit de 38 (Kg/h) de vapeur à 450°C avec une pression égale à 100 atmosphères. G. Francia a obtenu un rendement égal à 60% [151, 155]. Dans les cas général et selon

la littérature, le rendement de ce type de concentrateur varie entre 29 et 40% [151, 156-158].

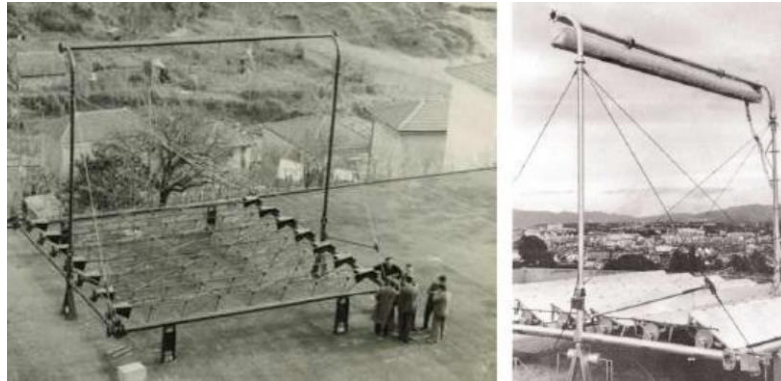


Figure 2. 14 : Les photos du premier prototype du LFR conçu par G. Francia.

Actuellement, de nombreuses institutions internationales investissent et travaillent pour développer cette technologie, par exemple à Almeria en Espagne, la société Allemande NOVATEC BIOSOL construit la première station commerciale des réflecteurs linéaires de Fresnel dans le monde [151, 158]. Cette station électrique a une capacité de 1,4 (MW), et depuis Mars 2009, leur puissance alimente les lignes d'électricité locale [151, 158, 159]. En France et depuis Août 2010, le groupe CNIM a testé le seul modèle de son concentrateur solaire linéaire de Fresnel sur le site de LAGUBARAN pour produire de l'électricité à partir d'une turbine à vapeur [151, 158, 159]. En Australie, la société Areva a développé une station électrique utilisant les réflecteurs linéaires de Fresnel pour la production d'électricité. L'Australie dispose de deux centrales, la première est Kimberlina à Bakersfield en Californie, avec une puissance nominale de 24 (MW) et la seconde sera construite à Koggan Creek près de Dalby en l'Australie, et aura pour capacité 44 (MW) [151, 158, 159].

Il existe de nombreuses études dédiées à l'utilisation de la technologie de concentrateur linéaire de Fresnel. C. Choudhury et al. (1986), ont conçu et analysé un réflecteur linéaire de Fresnel (LFR), où ils ont obtenu un taux de concentration égal à 18% et des températures supérieures à 350 °C [151, 158, 160]. Panna Lal Singh et al. (1999), ont étudié la performance d'un collecteur linéaire de Fresnel avec un seul tube absorbeur en aluminium contenant de l'huile (500 Hytherm) comme

fluide caloporteur [151, 158, 161]. DAVID R. MILLS et al. (2000), ont évalué le concept d'un réflecteur compact et linéaire de Fresnel (CLFR), dans un grand champ solaire où la production d'électricité est estimée en (MW) [151, 158, 162].

Dans le domaine du chauffage de l'eau dans une plage de température comprise entre 60 et 95 °C, Panna Lal Singh et al. (2010), ont étudié les performances thermiques d'un concentrateur linéaire de Fresnel qui contient une cavité trapézoïdale avec deux types de tubes absorbeurs (rectangulaire, et circulaire). La performance du réflecteur varie entre 16 et 64%, selon la forme des tubes absorbeurs et la qualité de la surface sélective [151, 158, 163]. M. A. Moghimi et al. (2015), ont utilisé la dynamique des fluides computationnelle (CFD) pour estimer l'efficacité optique du réflecteur linéaire de Fresnel. Leur étude est considérée comme une nouvelle et innovante approche de calcul pour l'évaluation précise de la contribution de la perte de chaleur dans une cavité trapézoïdale contenant plusieurs tubes absorbeurs [151, 158, 164].

Dans une autre étude, M. A. Moghimi et al. (2015), ont mené une optimisation mathématique sur une cavité trapézoïdale d'un concentrateur linéaire de Fresnel pour trouver une conception optimale de la cavité. L'objectif de leurs études est de trouver l'architecture la plus appropriée pour réduire les pertes thermiques par convection entre l'ambiance et la cavité [151, 158, 165].

L'eau chaude est un élément essentiel dans la vie quotidienne, où elle est utilisée, en grandes quantités dans les domaines industriels et usages domestiques.

Pour réduire les coûts de chauffage de l'eau, le monde entier est à la recherche d'une énergie à moindre coût pour chauffer l'eau. Le monde entier est convaincu que l'énergie solaire est la solution pour ce type d'application [2, 66, 67, 138, 142, 151, 158]. Plusieurs études ont été menées sur les chauffe-eau solaires; en 1971, H.P. Garg a utilisé un capteur solaire plan comme moyen pour obtenir de l'eau chaude. Ses expériences ont été menées en hiver, où il a obtenu une température de l'eau entre 48 et 55 °C [158, 166].

En 1990, Y. M. Dakhoul et al, ont mentionné qu'il existe trois techniques pour obtenir de l'eau chaude à l'aide de l'énergie solaire; ces techniques sont : i) les systèmes photovoltaïques, ii) les systèmes solaires dynamiques, iii) les collecteurs

solaires thermiques. La seule technique qui nous donne directement de l'eau chaude est la technique qui repose sur l'utilisation des collecteurs solaires thermiques [158, 167]. En 1996, M. Hussain et al, ont fait deux types de chauffe-eau au Bangladesh; le premier est constitué de deux cuvettes en plastique, et le deuxième est constitué de deux récipients en céramique au lieu des bols en plastique. Ces types de chauffe-eau ne nécessitent pas de tubes d'alimentation d'eau [158, 168].

O. Helal et al. (2011), ont installé un chauffe-eau solaire (collecteur intégré de stockage «ICS») constitué de réservoir unique cylindrique et horizontale placé dans un réflecteur parabolique de trois pièces, le rendement instantané de ce prototype (ICS) est variable entre 56 et 68% [158, 169]. En outre, les deux chercheurs M. Arab et A. Abbas (2013), ont mené des expériences pour chauffer l'eau à l'aide d'un tube concentrique sous vide, la performance de ce chauffe-eau solaires a atteint 84% ou plus [158, 170].

La prochaine partie de ce chapitre sera divisé en deux:

- La première sera consacrée à une étude purement numérique d'un réflecteur linéaire de Fresnel contenant un tube absorbeur peints en noir mat, et avec une vitre (une enveloppe transparente en verre).
- La deuxième sera consacrée à une étude expérimentale et numérique d'un concentrateur linéaire de Fresnel à cavité trapézoïdale contenant un tube absorbeur sans vitre, et recouvert d'une surface sélective.

2.3.1. Le réflecteur linéaire de Fresnel contient un tube absorbeur peints en noir mat, et avec une vitre

Dans cette partie, nous allons simuler numériquement du côté thermique un receveur linéaire de Fresnel avec un tube absorbeur peint en noir mat et avec une vitre. L'eau a été utilisée comme fluide caloporteur avec un débit massique égal à 0,015 (Kg/s). Cette simulation est effectuée pour prévoir les performances de ce collecteur en fonction des conditions climatiques et géographiques du site de Blida pour la journée de 26/01/2016, où la température moyenne maximale de l'air ambiant est égale à 15,7°C. Le bilan thermique appliqué sur le tube absorbeur est le même que celui appliquée au tube absorbeur du concentrateur cylindro-parabolique. La seule différence entre les deux est la puissance thermique émise par le soleil et reçue

par le concentrateur. Pour le collecteur linéaire de Fresnel, la puissance est calculée comme suit [148, 149, 151] :

$$q_{absorbée} = 0,7 \alpha \rho_m \gamma S_e DNI \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \quad (2. 15)$$

Donc, l'équation de l'efficacité optique (η_{opt}) du concentrateur de Fresnel est donnée par [66, 142, 150, 151]:

$$\eta_{opt} = 0,7 \alpha \rho_m \gamma \sqrt{1 - \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \quad (2. 16)$$

L'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction terre-soleil est appelé la déclinaison δ . Cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de $-23^{\circ}26'$ à $23^{\circ}26'$ [64, 171]. Donc la déclinaison (δ) est la latitude des points de la terre qui sont atteints par le soleil au zénith (midi-solaire), La déclinaison, qui est fonction du jour de l'année est définie par son quantième (j), la valeur de la déclinaison peut être calculée par [64, 172]:

$$\delta = 23,45^{\circ} \sin [0,980^{\circ} (j + 284)] \quad (2. 17)$$

Où « h » est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le sol, il varie de 0° à 90° dans l'hémisphère sud (Nadir) et s'annule au lever et au coucher du soleil et est maximal au midi-solaire[64].

$$h = \arcsin(\cos \varphi \cos \delta \cos \omega_h + \sin \varphi \sin \delta) \quad (2. 18)$$

« Se » est la surface effective de l'ouverture de miroir; cette surface peut être calculée par l'équation suivante [173]:

$$S_e = \sum_{n=1}^k W_m \cdot \cos(\theta_t - \theta_n) \quad (2. 19)$$

Où W_m est la largeur du miroir ($W_m=100\text{mm}$), θ_t est l'angle transversal et θ_n est l'angle d'inclinaison du ($n^{\text{ème}}$) élément de miroir.

Dans cette partie du chapitre, l'étude numérique réalisée sur la base de la 3^{ème} configuration de concentrateur solaire (voir le Tableau 2. 2). Le Tableau 2. 5 contient les caractéristiques optiques des composants du concentrateur solaire linéaire de Fresnel.

Tableau 2. 5 : Les caractéristiques optiques des composants du concentrateur linéaire de Fresnel.

Propriété	Valeur
Le coefficient d'absorption du tube absorbeur, α	0,8
La réflectance de la surface du miroir, ρ_m	0,85
L'émissivité du tube absorbeur, ε_A	0,12

Les Figure 2. 15(a-c) représentent une comparaison optique entre le tube absorbeur pour les deux concentrateurs solaires linéaires FLR et PTC.

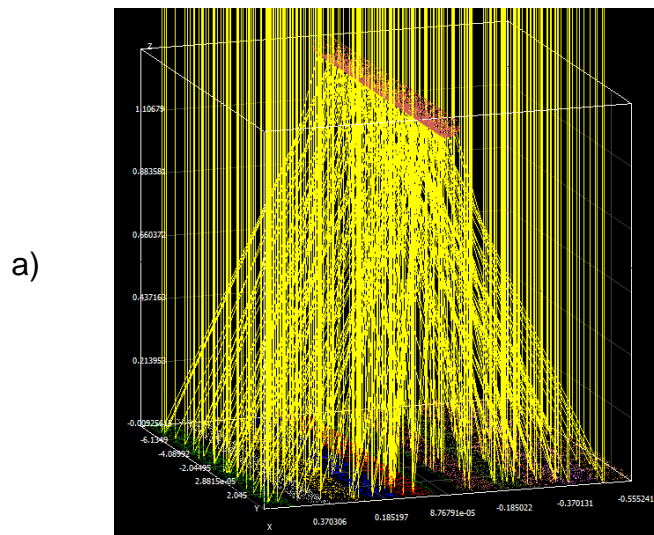


Schéma d'un concentrateur LFR selon la 3^{ème} configuration par SolTrace.

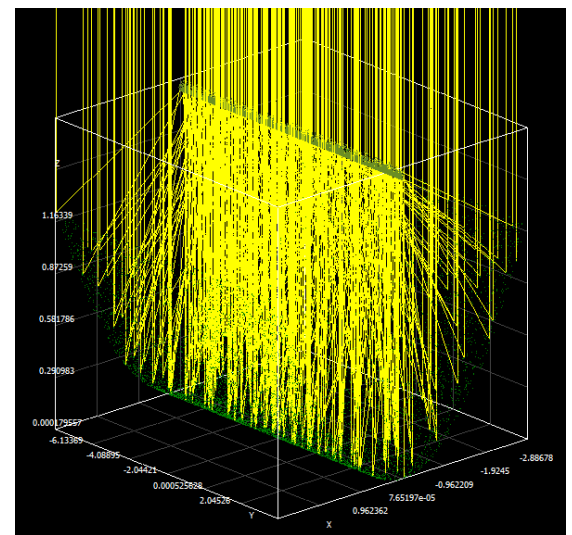
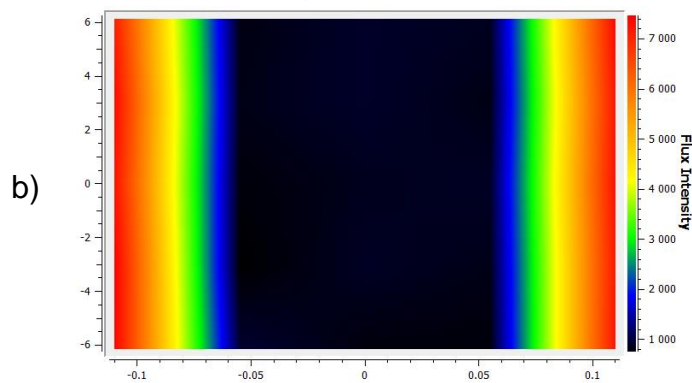
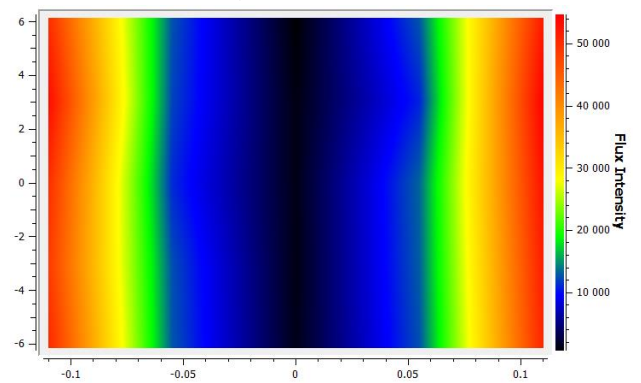


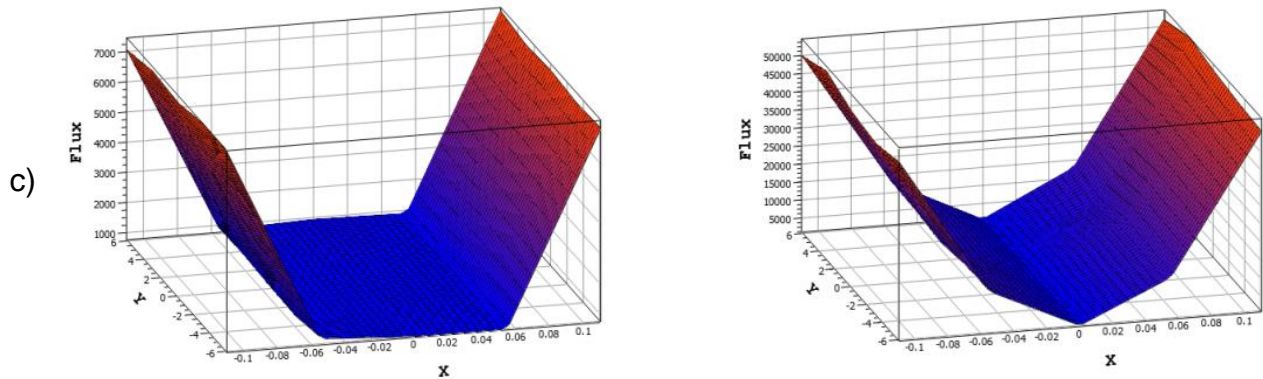
Schéma d'un concentrateur PTC selon la 3^{ème} configuration par SolTrace.



le contour de l'intensité de flux thermique moyen de FLR, $DNI=1000[W/m^2]$.



le contour de l'intensité de flux thermique moyen de PTC, $DNI=1000[W/m^2]$.



la distribution moyenne de flux thermique de FLR, DNI=1000[W/m²].

la distribution moyenne de flux thermique de PTC, DNI=1000[W/m²].

Figure 2. 15 : Comparaison optique entre les deux concentrateurs linéaires FLR & PTC avec les mêmes conditions.

Grâce à la Figure 2. 15, on peut dire que le concentrateur cylindro-parabolique est plus efficace optiquement que le réflecteur linéaire de Fresnel. Le Tableau 2. 6 une comparaison indiquant la différence dans le flux thermique au niveau du tube absorbeur pour les deux concentrateurs LFR et PTC. Les résultats sont obtenus en utilisant le logiciel SolTrace.

Tableau 2. 6: Comparaison du flux thermique au niveau du tube absorbeur entre les deux concentrateurs FLR & PTC.

Estimations	LFR	PTC
Le pic de flux	7460,03 W/m ²	54672,1 W/m ²
La valeur minimale de flux	749,69 W/m ²	587,872 W/m ²
La valeur moyenne de flux	3418,59 W/m ²	25808,9 W/m ²

La Figure 2. 16 illustre le rayonnement solaire direct selon le modèle semi-empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT pour la journée de 26/01/2016 à Bida. On a effectué les calculs pour un ciel très clair.

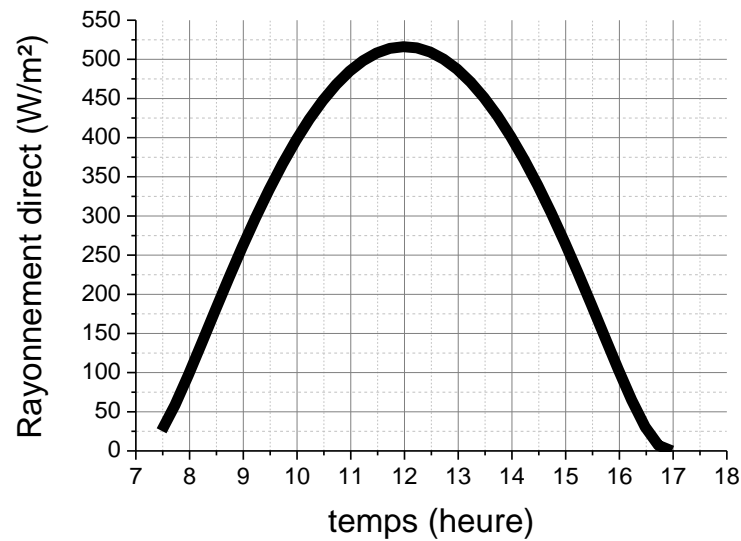


Figure 2. 16 : Le rayonnement solaire direct selon le modèle semi-empirique de PERRIN DE BRICHAMBAUT pour la journée de 26/01/2016 à Blida.

On remarque que le rayonnement direct est maximal à 12 :00 et peut atteindre 516,21 [W/m^2]. La Figure 2. 17 montre l'évolution du rendement en fonction de temps pour les deux collecteurs à eau pour la journée de 26/01/2016 à Blida.

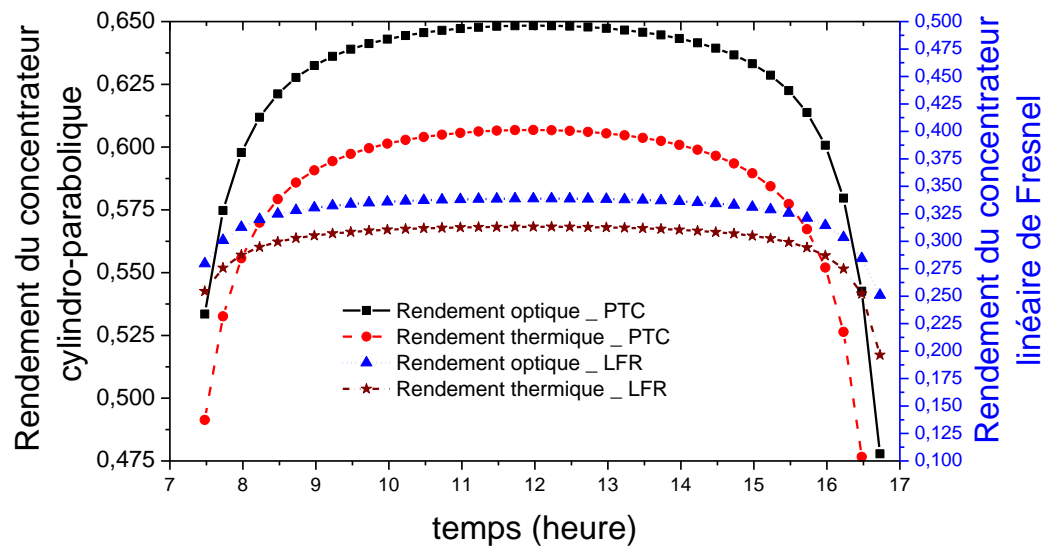


Figure 2. 17 : Evaluation du rendement pour les deux concentrateurs LFR et PTC pendant la journée de 26/01/2016 à Blida.

Il est à noter que l'inconvénient du concentrateur linéaire de Fresnel est qu'il a un faible rendement optique (Selon la Figure 2. 17, il est comprise entre 25 et 34 %), comparé au rendement optique du réflecteur cylindro-parabolique qui lui peut dépasser les 64,84 %. Cela rend le rendement thermique du concentrateur cylindro-parabolique meilleur que celui du collecteur linéaire de Fresnel. La Figure 2. 18 illustre l'évolution de la température du tube absorbeur (T_A), la température du fluide (eau) à la sortie du tube absorbeur (T_F) et la température de la vitre (T_V) en fonction du temps pour la journée de 26/01/2016 à Blida.

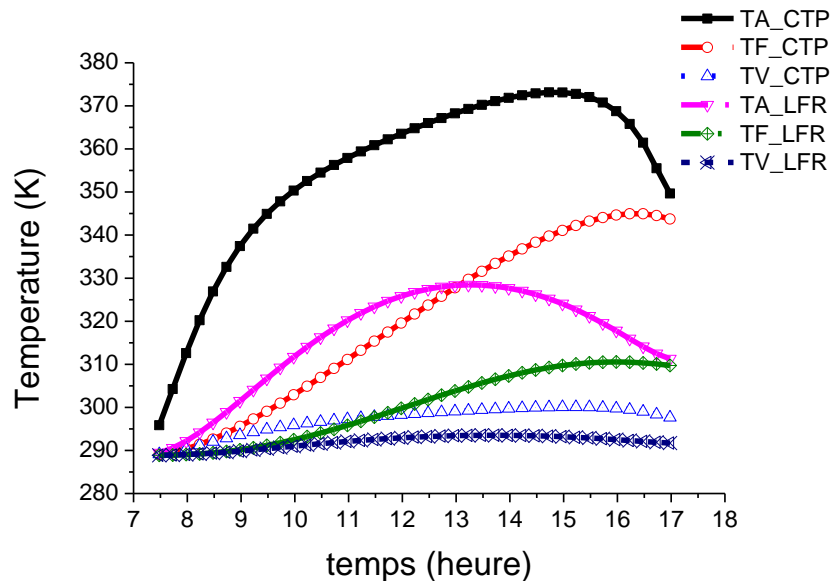


Figure 2. 18 : Evolution de la température pour les deux concentrateurs LFR et PTC pendant la journée de 26/01/2016 à Blida.

Comme nous l'avons dit précédemment, l'évolution des températures est la même et la seule différence réside simplement au niveau des pentes des courbes. D'après l'analyse des courbes de la température de sortie du fluide caloporteur (eau), nous pouvons dire que les dimensions du tube absorbeur influencent grandement sur la température du fluide. Due à l'inertie thermique importante du tube absorbeur et la surface d'échange de chaleur insuffisante, la température du fluide à la sortie de l'absorbeur augmente lentement et atteint des valeurs moins importantes.

La Figure 2. 19 illustre l'évolution de coefficient des pertes thermiques en fonctions de la différence de température entre le tube absorbeur et l'air ambiant pour les deux collecteurs solaires pour la journée de 26/01/2016 au site de Blida.

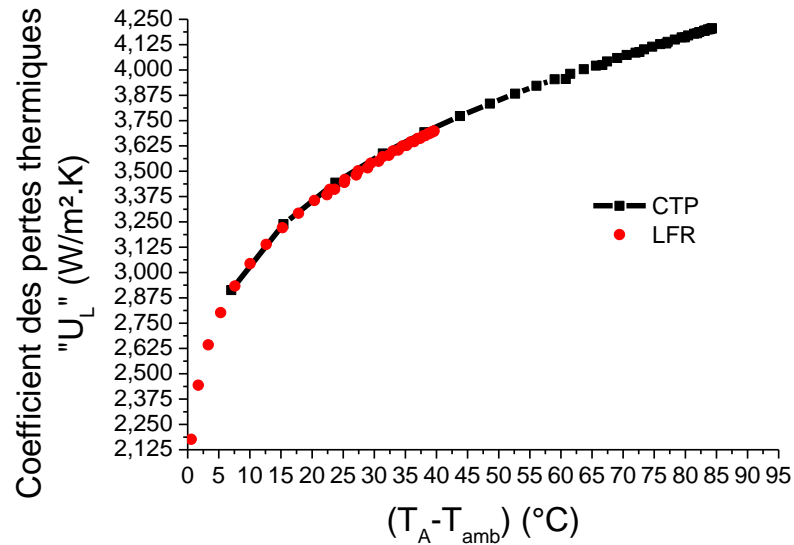


Figure 2. 19 : Evaluation de coefficient des pertes thermique pour les deux concentrateurs pour la journée de 26/01/2016 à Blida.

La température de l'air ambiant influe sur le coefficient des pertes thermiques sous forme de convection à l'extérieur du tube absorbeur puisque les propriétés physiques de l'air extérieur varient en fonction de la température de l'air ambiant. Les valeurs de la température du tube absorbeur dans le cas du concentrateur cylindro-parabolique (PTC) sont importantes, cela signifie qu'il y a un écart de température entre la vitre et le tube absorbeur. L'accroissement de cet écart conduit à l'augmentation des pertes internes (Voir Figure 2. 19). Pour le réflecteur linéaire de Fresnel, le coefficient (U_L) est compris entre 2,17 et 3,7 ($W/m^2 \cdot K$) et pour le concentrateur cylindro-parabolique il est compris entre 2,91 et 4,2 ($W/m^2 \cdot K$). En plus, la perte de chaleur dans le concentrateur cylindro-parabolique est plus importante que celle perdue dans le réflecteur linéaire de Fresnel à cause de la température du tube absorbeur du PTC trop élevée par rapport à la température du tube absorbeur du LFR.

2.3.2. Étude expérimentale et numérique d'un concentrateur linéaire de Fresnel contient un tube absorbeur sans vitre, et recouvert d'une surface sélective

Cette partie présente la conception et l'étude expérimentale d'un concentrateur solaire linéaire de Fresnel avec une cavité trapézoïdale contenant quatre tubes absorbeurs. Les tubes absorbeurs sont sans vitre, mais ils sont entourés et revêtus d'une surface sélective. Ce prototype est utilisé pour chauffer l'eau du robinet avec l'énergie solaire. Le réflecteur a été conçu, construit par Chabahi, H., et al. (2011) au niveau du département de génie mécanique, Université de Saad DAHLAB Blida 1, Algérie[174].

L'objectif de cette étude est l'analyse et l'évaluation des performances expérimentales du réflecteur qui a été utilisé comme un chauffe-eau solaire en termes de conditions météorologiques réelles pour la région de Blida, Algérie. L'efficacité du dispositif a été prouvée par une simulation numérique qui repose sur le bilan énergétique du tube absorbeur. Les détails de la simulation numériques qui ont prouvé l'efficacité du réflecteur ont été publiés dans les deux journaux: Case Studies in Thermal Engineering et journal of Fundamental and Applied Sciences [151, 158].

2.3.2.1. La section expérimentale

Le concentrateur linéaire de Fresnel est un collecteur solaire thermique. Il est simple et très facile à installer par rapport aux autres collecteurs solaires de la même famille [151, 158, 175]. Il a une architecture composée de bandes de miroirs plats réfléchissants et des tubes absorbeurs.

Généralement Les miroirs sont alignés sur un axe nord-sud, et ils font une rotation pour suivre le soleil pendant ce mouvement quotidien. Les miroirs sont orientés vers le soleil, pour concentrer les rayons solaires sur les tubes récepteurs qui contiennent un liquide chauffé à haute température par l'énergie absorbée. Le fluide chaud obtenu peut être utilisé dans de multiples utilisations domestiques et industrielles [151, 158, 176-178].

Figure 2. 20 montre une photo de notre prototype, il a été construit à l'Université Saad DAHLEB, Blida 1 (à côté du département de la mécanique). L'installation comporte un concentrateur ayant une ouverture de surface totale de miroirs

réfléchissants égale à 1,65 m², une pompe pour faire circuler l'eau en circuit ouvert et un réservoir de stockage pour conserver l'eau chauffée.

Les tubes absorbeurs sont reliés à leurs extrémités à une pompe à eau pour permettre d'envoyer l'eau chaude obtenue vers un réservoir de stockage.



Figure 2. 20: La photo du dispositif expérimental.

Le concentrateur (Figure 2. 20) se compose de cinq éléments :

- **Le cadre de support extérieur (exterior support frame):** il est utilisé pour supporter le poids de la base horizontale avec ses miroirs réfléchissants et les tubes absorbeurs. Il est composé de quatre barres métalliques de section transversale (Longueur = 1760 mm, Largeur = 30 mm, Hauteur = 30 mm et épaisseur = 02 mm).
- **Le cadre de support intérieur (interior support cadre):** il est l'un des éléments les plus importants de cet appareil, car il comporte les miroirs réfléchissants. Il est composé de quatre barres métallique carrés et creuses (Longueur = 1600 mm, Largeur = 30 mm, Hauteur = 30 mm et épaisseur = 1 mm).
- **Les miroirs réfléchissants:** le dispositif expérimental contient onze miroirs réfléchissants pour réorienter et concentrer le rayonnement solaire vers les tubes

absorbeurs fixes. Chaque miroir a une forme de bande plate (Longueur = 1500 mm, Largeur=100 mm).

➡ **La cavité trapézoïdale:** la cavité trapézoïdale est une tôle pliée galvanisée (Longueur = 2000 mm, largeur = 1 000 mm et épaisseur = 1,5 mm).

Le vide à l'intérieur de la cavité est rempli avec du polystyrène (Longueur = 3000 mm, Largeur = 1000 mm et épaisseur = 100 mm). Des plaques blanches de Formica ont été collées (Longueur = 1700 mm, Largeur 1 = 100 mm, Largeur 2 = 125 mm et épaisseur = 4 mm) sur les trois morceaux de polystyrène avec de la silicone et du ruban adhésif double face. La Figure 2. 21 illustre les dimensions de la cavité trapézoïdale avec les quatre tubes absorbeurs.

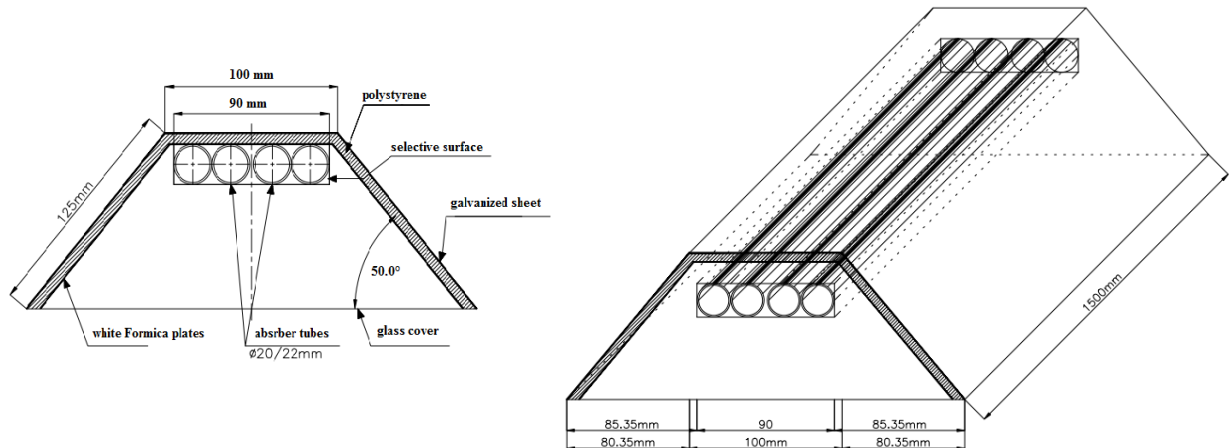


Figure 2. 21 : La géométrie de la cavité trapézoïdale.

➡ **Les tubes absorbants:** ils sont composés de quatre tuyaux en cuivre ($\text{Ø}20 / 22$ mm et une longueur de 1600 mm) et ils sont placés dans la cavité. Les quatre tubes sont peints en noir mat et revêtus par une surface sélective convenable qui a une absorptivité élevée pour le rayonnement solaire visible et une émissivité faible pour le rayonnement infrarouge pour accroître et améliorer l'efficacité du concentrateur [151, 158, 179]. L'émissivité des surfaces sélectives est inférieure à 1, puisque l'émissivité ($\epsilon = 1$) pour le corps noir idéal [151, 158, 180].

La distance focale (f) entre les tubes absorbants et le miroir central est égale à 1300 [mm], où le Tableau 2. 5 résume les propriétés optiques particulières des miroirs réfléchissants et des tubes absorbants. La Figure 2. 22 est un plan détaillé de notre prototype avec toutes ses dimensions.

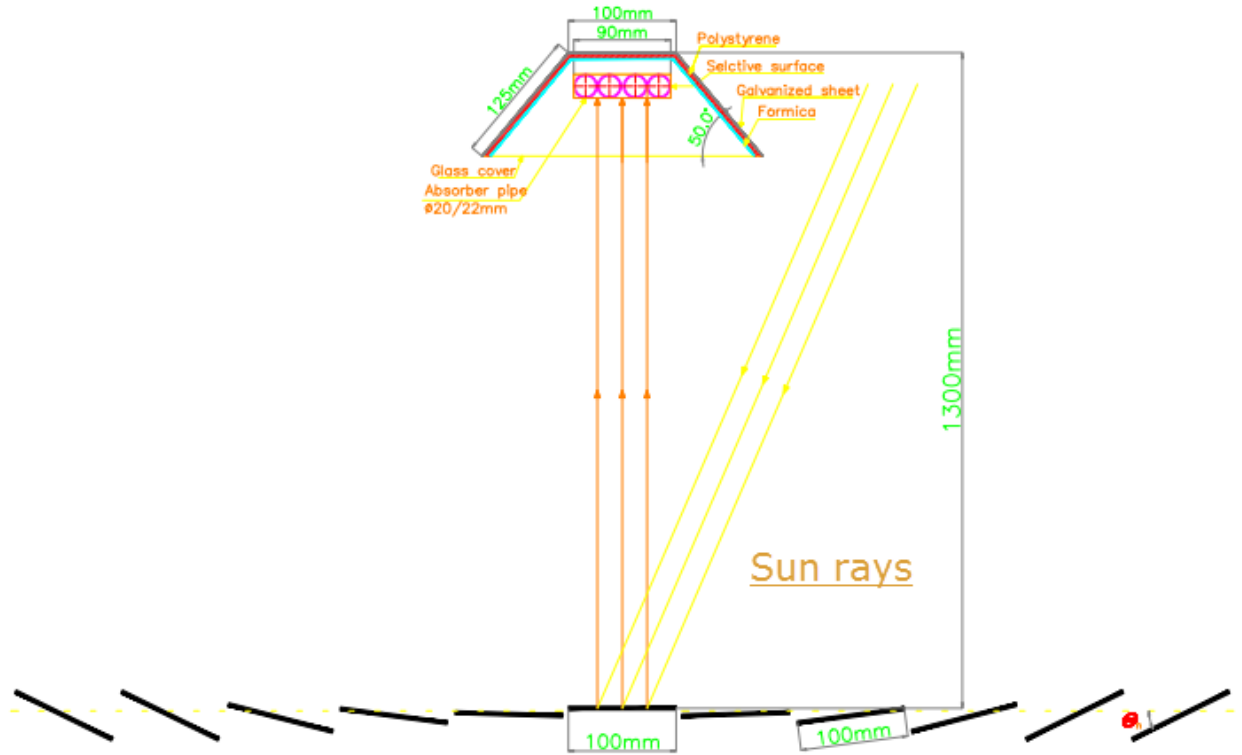


Figure 2. 22 : Schématisation du réflecteur linéaire de Fresnel.

Après la fin de l'installation du concentrateur, beaucoup d'essais ont été effectués sur notre réflecteur solaire au cours d'une période de 15 jours afin de vérifier qu'il n'y a pas de fuite et prouver que l'appareil est prêt à l'emploi.

a). Les mesures expérimentales

Les essais ont été effectués à l'université de Blida qui est à une altitude de 262 mètres, sa latitude est de $36^{\circ} 28'N$ et sa longitude est de $2^{\circ} 49' E$. Le dispositif expérimental a une conception simple, facile à installer et facile à entretenir. Pendant les expériences, les miroirs sont orientés manuellement vers le soleil en fonction d'angle d'inclinaison nécessaire pour chaque miroir.

Toutes les conditions climatiques (rayonnement solaire direct, la vitesse du vent et la température ambiante) ont été mesurées. Une sonde de cellule photovoltaïque a été utilisée pour mesurer le rayonnement solaire, la cellule a été mise à notre disposition par le CDER (Centre de développement des énergies renouvelables). Une

unité d'acquisition (type HYDRA) a été utilisée pour lire et enregistrer les températures et le rayonnement solaire au cours des essais.

En ce qui concerne la mesure de température (des tubes absorbeur, l'isolation et l'eau à la sortie des tubes absorbeurs) ont été prises par des thermocouples de type (K). En outre, un thermomètre numérique (type K) a été utilisé pour mesurer la température ambiante. En ce qui concerne la mesure de la vitesse du vent, l'anémomètre (Kimo LV 110) a été utilisé.

b). Les étapes de l'expérimentation

Les deux jours (le 22 Janvier 2015 et le 19 Février 2015) ont été choisis pour mener des expériences pratiques, qui correspondent à des beaux jours avec passages de quelques nuages et l'illumination solaire était suffisante pour obtenir des résultats acceptables. Les tests ont été effectués entre 10:00 et 16 :00.

L'étude expérimentale comprend deux parties. Dans la première partie, l'eau est stagnante dans l'absorbeur pour déterminer les valeurs maximales qui pourraient être atteintes par le concentrateur. Au début, les essais sont réalisés avec une peinture noire ordinaire (coefficient d'absorption = 0,92 et une émissivité de 0,92) ; après cela, les essais sont effectués avec un revêtement sélectif (coefficient d'absorption = 0,93 et une émissivité de 0,21). Dans la deuxième partie de l'expérience, l'eau est circulante à l'intérieur des tubes absorbants, afin de déterminer la performance du réflecteur.

c). L'analyse de l'incertitude de l'étude expérimentale

L'énergie utile d'un collecteur de surface totale d'ouverture (A_c) est donnée par l'équation suivante [158, 181-183]:

$$q_{utile} = Q_m C_F (T_{fo} - T_{fi}) \quad (2. 20)$$

Cette énergie est la quantité de chaleur échangée par convection entre l'absorbeur et le fluide (W), où Q_m est le débit massique de l'eau à l'intérieur de l'absorbeur (Kg/s), C_F est la chaleur spécifique de l'eau (J/kg. K), T_{fo} est la température de l'eau à la sortie du tube absorbeur (K) et T_{fi} est la température de l'eau à l'entrée du tube absorbeur (K).

Le rendement thermique est donné par l'équation suivante [157, 158, 181-183]:

$$\eta = \frac{q_{utile}}{DNI A_C} = \frac{Q_m C_F (T_{fo} - T_{fi})}{DNI A_C} \quad (2. 21)$$

Avec, DNI est le rayonnement solaire direct (W/m²). Le rayonnement solaire qui arrive sur le tube absorbeur n'est pas totalement transmis au fluide; une partie est dissipée sous forme de pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant. Le taux de perte thermique est donné par la relation suivante [150, 158]:

$$U_L = \varepsilon_A \sigma (T_A^2 + T_{amb}^2)(T_A + T_{amb}) \quad (2. 22)$$

Avec σ est la constante de Boltzmann ($\sigma=5.66897 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$), ε_A est l'émissivité de l'absorbeur, T_A est la température de l'absorbeur (K) et T_{amb} est la température d'air ambiant [K].

d). Les conditions climatiques

Figure 2. 23 présente les valeurs mesurées du rayonnement solaire direct en fonction du temps pour les deux jours de l'expérience.

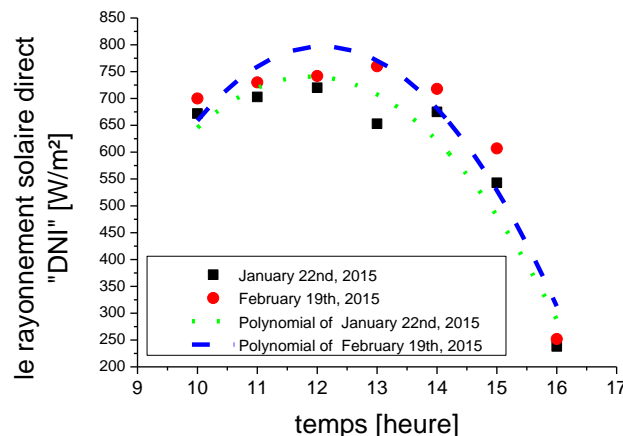


Figure 2. 23 : Les valeurs mesurées du rayonnement solaire direct.

Les équations polynomiales du rayonnement solaire direct (DNI) pour les deux jours en fonction du temps (t) sont les suivants:

► Pour la journée de 22/01/2015

$$DNI = -3039,21429 + 635,96429 \times t - 26,75 \times t^2 \quad (2. 23)$$

► Pour la journée de 19/02/2015

$$DNI = -3831,5 + 765,69048 \times t - 31,66667 \times t^2 \quad (2. 24)$$

À travers la Figure 2. 23, il est évident de constater que la valeur maximale du rayonnement solaire directe maximale est enregistrée le 19 Février à 13 :00, où elle atteint 760 (W/m²). La valeur minimale a été enregistrée le 22 Janvier à 16h00, elle est égale à 238 (W/m²). Au cours des expériences, des nuages ont été observés, en particulier entre 12 :00 et 14 :00 pour la journée 22 Janvier. En général, le DNI commence à augmenter du lever du soleil jusqu'à ce qu'il atteigne la valeur la plus élevée au milieu de la journée, et puis diminue jusqu'à ce qu'on atteigne le coucher du soleil. Ainsi, l'utilisation de l'énergie solaire est bien adaptée de nos applications qui doivent coïncider avec les heures les plus ensoleillées du jour. La Figure 2. 24 montre les valeurs mesurées de la température de l'air et de la vitesse du vent pendant les jours des essais.

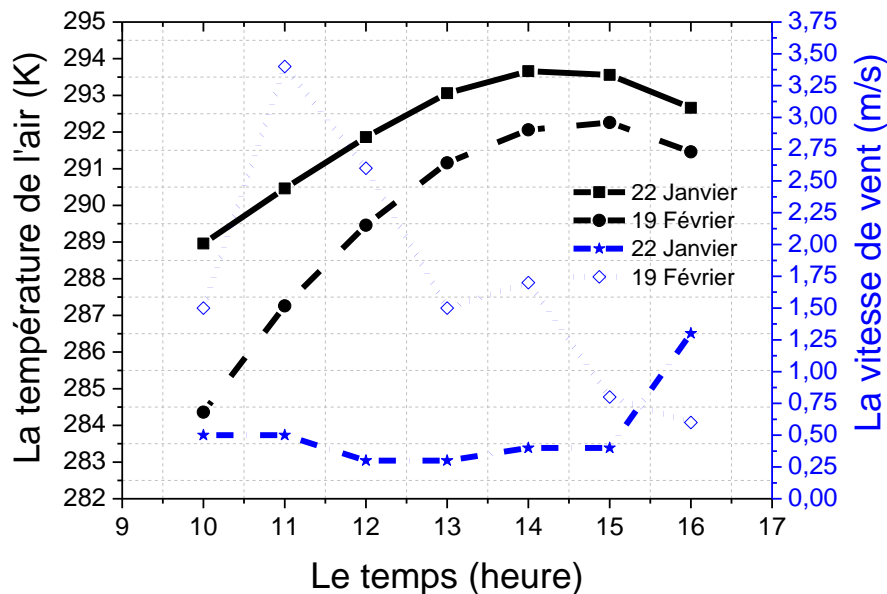


Figure 2. 24 : Les valeurs mesurées de la température de l'air ambiant et de la vitesse de vent.

2.3.2.2. La section numérique (Simulation)

L'objectif de cette simulation numérique est la validation de nos résultats expérimentaux; cette simulation est conduite sur la base d'un outil de programmation sous l'environnement MATLAB et d'après le bilan énergétique des tubes absorbeurs.

Cette modélisation thermique nous a permis de calculer : les rendements thermiques, les températures du tube absorbeur, la température de l'eau à la sortie des tubes absorbeurs et le coefficient des pertes thermiques. Les résultats numériques ont été comparés avec les résultats expérimentaux obtenus à l'hiver 2015. La Figure 2. 25 illustre la configuration des miroirs à 12:00.



Figure 2. 25 : La configuration des miroirs à 12:00.

Le Tableau 2. 7 présente la configuration de chaque miroir en fonction des paramètres géométriques de notre prototype à 12:00. Ces configurations ont été représentées selon les équations mentionnées dans les articles des P.L. Singh et al. [161, 163].

Tableau 2. 7: Les configurations de chaque miroir à 12 :00.

n	Position (Q) (mm)	La distance entre les miroirs (S) (mm)	Inclinaison (θ) (°)
0 (miroir central)	0	0	0
1 et 6	50	0	2,528
2 et 7	150	0	5,337
3 et 8	250,8	0,8525	8,065
4 et 9	353,1	2,737	10,69
5 et 10	457,7	5,566	13,18

Pour simplifier l'étude, certaines hypothèses ont été utilisées lors du calcul:

- L'écoulement de fluide est unidimensionnel;
- Toutes les propriétés du fluide (eau) dépendent de la température;
- La variation spatiale de l'épaisseur des tubes de l'absorbeur est négligeable;
- L'échange par conduction dans l'absorbeur est négligeable;
- Le flux thermique est réparti uniformément au niveau des tubes absorbants.

La Figure 2. 26 montre les différentes formes d'échanges thermiques qui ont lieu dans les tubes absorbeurs et dans leur environnement.

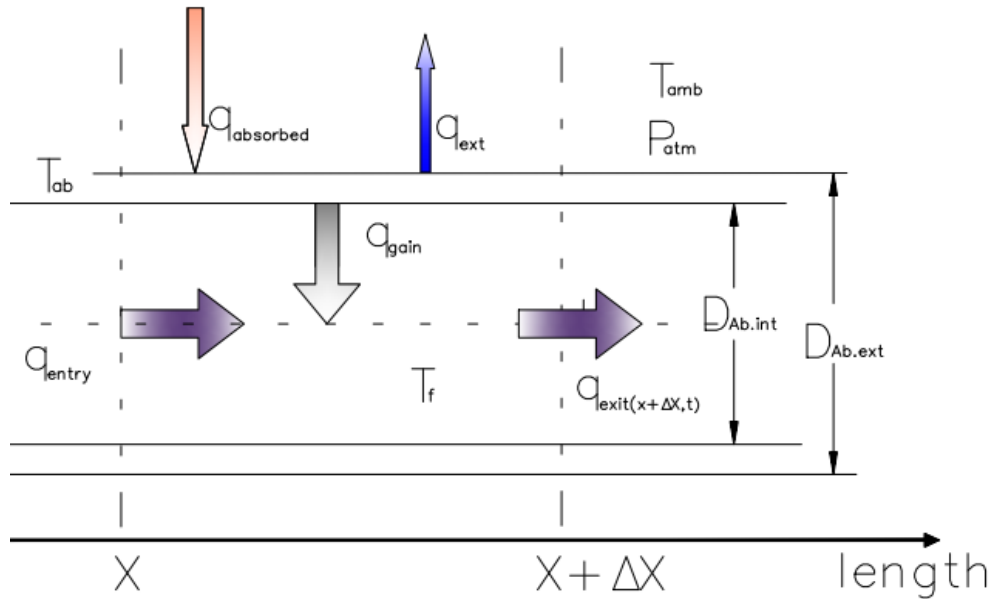


Figure 2. 26 : Le bilan énergétique sur un élément du tube absorbeur.

a). Echange thermique entre l'absorbeur et le fluide

La modélisation de la distribution de la température est basée sur les bilans d'énergie, qui sont caractérisées par les équations différentielles de la température du fluide (T_F) et de la température de l'absorbeur (T_A). L'équation (2. 15) présente la puissance thermique émise par le soleil et reçu par des tubes absorbants. Quant à l'équation (2. 25) permet de calculer le flux de chaleur échangé par convection entre les tubes absorbeurs cylindriques et l'eau (fluide caloporteur) [148, 151, 152].

$$q_{utile} = q_{gain} = h_F A_{A,int} (T_A - T_F) \quad (2. 25)$$

Le coefficient d'échange de chaleur par convection (h_F) est lié au mode d'écoulement du fluide et qui est donnée par l'expression suivante [151]:

$$h_F = \frac{Nu \times K_F}{D_{A,int}} \quad (2. 26)$$

Où K_F présente la conductivité thermique du fluide [151].

Dans cette étude, le régime d'écoulement de l'eau est laminaire ($Re < 2300$), donc le nombre de Nusselt (Nu) est donnée par [148, 151, 152, 184, 185].

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 Re_F Pr \frac{D_{A,int}}{L}}{1 + 0.04 \left(Re_F Pr \frac{D_{A,int}}{L} \right)^{\frac{2}{3}}} \quad (2. 27)$$

Le facteur (Re_F) présente le nombre de Reynolds qui est exprimé par la relation suivante [28]:

$$Re_F = \frac{4 \times \rho_F \times Q_V}{\pi \times D_{A,int} \times \mu_F} \quad (2. 28)$$

Où (μ_F) indique la viscosité dynamique du fluide.

Le nombre de Prandtl (Pr) sera écrit sous la forme suivante [186]:

$$Pr_F = \frac{\nu_F}{\alpha_F} \quad (2. 29)$$

ν_F est la viscosité cinématique, elle est définie par [187]:

$$\nu_F = \frac{\mu_F}{\rho_F} \quad (2. 30)$$

La diffusivité thermique du fluide (α_F) est défini par [188]:

$$\alpha_F = \frac{K_F}{\rho_F \times C_F} \quad (2. 31)$$

Le bilan énergétique pour le fluide caloporteur circulant dans les tubes de l'absorbeur est exprimé par la relation suivante:

$$\rho_F \times C_F \times \pi \times D_{A,int} \frac{\partial T_F(X,t)}{\partial t} = q_{gain} - \rho_F \times C_F \times Q_V \frac{\partial T_F(X,t)}{\partial X} \quad (2. 32)$$

Les conditions initiales et les conditions aux limites de l'équation (2. 32) sont données par :

$$\begin{cases} T_F(0,t) = T_{F,inlet}(t) = T_{amb}(t) \\ T_F(X,0) = T_{F,initial}(t) = T_{amb}(0) \end{cases} \quad (2. 33)$$

b). L'échange de chaleur entre l'absorbeur et l'air ambiant

Le bilan énergétique pour le tube absorbeur est donné par l'équation suivante:

$$\rho_A \times C_A \times \pi \times (D_{A,ext} - D_{A,int}) \frac{\partial T_A(X,t)}{\partial t} = q_{absorbée}(t) - q_{sortie}(X,t) - q_{utile}(X,t) \quad (2. 34)$$

Avec (q_{sortie}) est la quantité de chaleur à la sortie de l'élément de tube absorbeur.

$$q_{sortie}(X + \Delta X, t) = q_{out}(X + \Delta X, t) = \rho_F \times C_F \times Q_V \times \Delta X \times T_F(X + \Delta X, t) \quad (2. 35)$$

L'équation (2. 36) présente les conditions initiales de l'équation (2. 35).

$$T_A(X,0) = T_{A,initial}(t) = T_{amb}(0) \quad (2. 36)$$

L'équation (2. 37) illustre l'échange thermique global entre l'absorbeur et l'environnement.

$$q_{ext} = q_{ext,conv} + q_{ext,ray} \quad (2. 37)$$

L'échange par convection entre l'absorbeur et l'environnement ($q_{ext,conv}$) peut être calculé en utilisant l'équation (2. 38).

$$q_{ext,conv} = h_V A_{A,ext} (T_A - T_{amb}) \quad (2. 38)$$

Selon Mc Adams (1954)[152], le coefficient de transfert de chaleur du vent (h_V) est donné par:

$$h_V = 5.7 + 3.8 V_V \quad (2. 39)$$

L'échange par rayonnement entre les tubes absorbeurs et l'environnement ($q_{ext, ray}$) est donné par l'équation (2. 40).

$$q_{ext,ray} = \varepsilon_A \sigma A_{A,ext} (T_A^4 - T_{amb}^4) \quad (2. 40)$$

Pour l'analyse et réarrangement des équations, la méthode des différences finies a été utilisée pour discrétiser les principales équations du phénomène. Les équations ((2. 41) et (2. 42)) présentent respectivement les équations discrétisées des inconnues (T_F) et (T_A).

$$T_{F,j}(t) = -\frac{Q_V}{\pi \times D_{A,int} \times \Delta X} T_{F,j}(t) + \frac{(\rho_F \times C_F)_{T_{F,j-1}} \times Q_V}{(\rho_F \times C_F)_{T_{F,j}} \times \pi \times D_{A,int} \times \Delta X} T_{F,j-1}(t) + \frac{1}{(\rho_F \times C_F)_{T_{F,j}} \times \pi \times D_{A,int} \times \Delta X} h_F \times \pi \times D_{A,int} (T_{A,j} - T_{F,j}) \quad (2. 41)$$

$$T_{A,j}(t) = -\frac{Q_V}{\pi (D_{A,ext} - D_{A,int})} (q_{absorbée}(t) - h_w \times \pi \times D_{A,ext} (T_{A,j}(t) - T_{amb}(t)) - \varepsilon_A \times \sigma \times \pi \times D_{A,ext} (T_{A,j}^4(t) - T_{amb}^4(t)) - h_F \times \pi \times D_{A,int} (T_{A,j}(t) - T_{F,j}(t))) \quad (2. 42)$$

Nous pouvons écrire les équations ((2. 41) et (2. 42)) sous forme matricielle de la forme $[A]_x[T] = [B]$, où $[A]$ représente la matrice de coefficients, $[T]$ est le vecteur des inconnues et $[B]$ c'est le vecteur du second membre. La méthode de Gauss-Seidel avec pivot total a été adaptée pour la résolution de ce système, parce qu'elle possède une converge rapide et supprime l'inversion de matrice.

2.3.2.3. Présentation, discussion et comparaison des résultats

a). Le rendement de réflecteur

Le Tableau 2. 8 montre l'évolution du rendement thermique expérimental selon le nombre de miroirs après l'exposition au soleil pendant une heure (60 minutes). Dans cette expérience le rendement optique de notre prototype est de 29,5 % et la température de l'eau à l'entrée du tube absorbeur (T_{fi}) est prise égale à 12 °C.

Tableau 2. 8: Les valeurs de rendement thermique expérimental d'un LFR.

Nombre des miroirs	surface effective [m ²]	Efficacité thermique (peinture noire mat)%	Efficacité thermique (surface sélective)%
7	0,747	19,87	20,65
9	0,9435	24,32	27,13
11	1,138	26,07	29,13

D'après le Tableau 2. 8, on remarque que l'absorbeur couvert avec une surface sélective a donné la meilleure efficacité par rapport au tube absorbeur avec la peinture noire mat (l'absorbeur à surface sélective a un coefficient d'absorption élevé et un coefficient d'émission faible). Pour cette raison, on a utilisé, dans tous les travaux expérimentaux ultérieurs, des tubes absorbeurs à surface sélective. La variation de l'efficacité thermique expérimentale en fonction du temps est illustrée dans la Figure 2. 27.

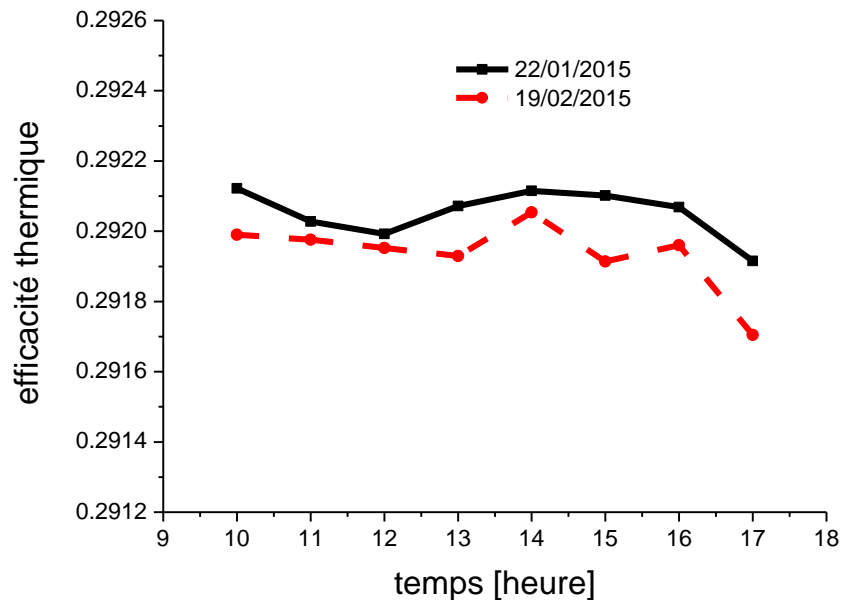


Figure 2. 27 : L'efficacité thermique expérimentale pendant les deux journées des essais.

Le Tableau 2. 9 présente un résumé des valeurs maximales des rendements thermiques numériques et expérimentaux du concentrateur utilisé dans l'expérimentation.

Tableau 2. 9: Les valeurs maximales des rendements thermiques numériques et expérimentaux d'un LFR.

La date	Les valeurs maximales d'efficacité thermique	
	Numérique	Expérimentale
22/01/2015	0,29210466	0,29212
19/02/2015	0,29199905	0,29205

Généralement, l'efficacité thermique du concentrateur avoir une relation directe avec les pertes thermiques importantes. Cette perte est due à l'élévation conjointe de la

température des tubes absorbeurs et de la température de l'air ambiant. On remarque de plus qu'il y a une bonne concordance entre les performances obtenues expérimentalement et numériquement. Cela montre la bonne orientation des miroirs du concentrateur vers le soleil pendant la manipulation.

b). Évaluation de la température

♦ La température de stagnation

Dans la première partie du travail expérimental, on cherche à déterminer la température de stagnation après emprisonnement de l'eau dans l'absorbeur. Le but de cette expérience est de déterminer les valeurs maximales de température qui peuvent être atteintes à l'intérieur de l'absorbeur.

Dans cette partie, les expériences ont été menées en utilisant des tubes absorbeurs avec une peinture noire mat seulement. L'expérience a commencé à 11:00, où la température de l'eau est égale à 291,81 [K], la température ambiante égale à 300,16 [K] et le rayonnement solaire direct égale à 615 [W/m²]. Les expériences sont achevées à 13h00, où le rayonnement solaire est égal à 708 [W/m²]. On a remarqué que la température du fluide varie proportionnellement avec le temps d'exposition au soleil. Cette variation est linéaire et croissante jusqu'à une température de 103 ° C. Quant à la température moyenne des tubes absorbeurs, elle avait atteint à 13h00 une valeur de 121 ° C.

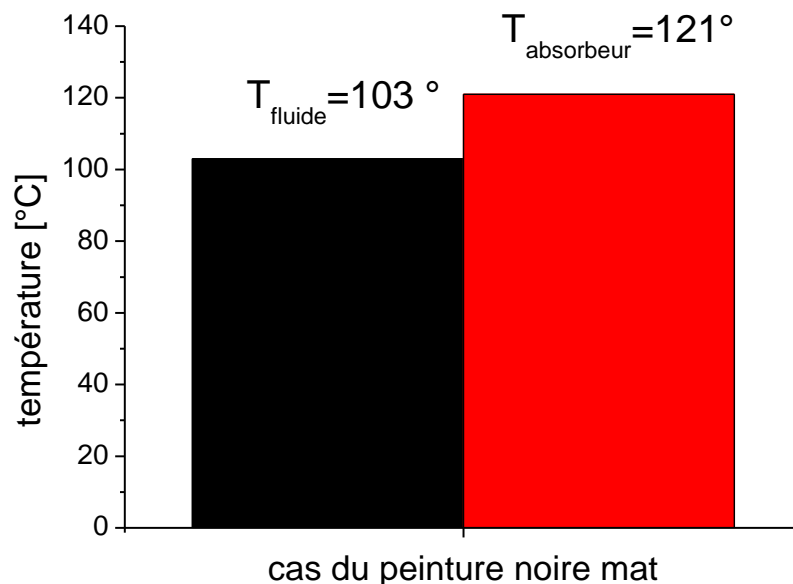


Figure 2. 28 : La température de stagnation en cas de la peinture noire mat.

On remarque de plus que, quel que soit le temps d'exposition la température de stagnation du fluide ne dépasse pas 103 °C, à cause des pertes thermiques qui sont égales à l'énergie incidente.

En ce qui concerne les tubes absorbeurs enveloppés avec une surface sélective, la température de stagnation du fluide est de 112°C et la température des tubes absorbeurs est de 202 °C. Par rapport au cas précédent les conditions de l'expérience sont presque les mêmes sauf le rayonnement solaire qui est pris égal à 745 [W/m²].

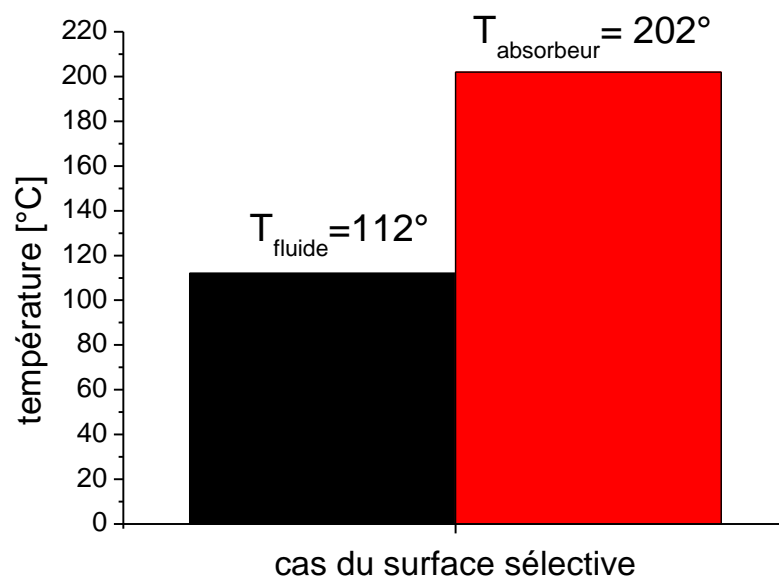


Figure 2. 29 : La température de stagnation en cas de la surface sélective.

Après la comparaison entre les deux figures (Figure 2. 28 & Figure 2. 29)), on peut dire que le tube absorbeur sans surface sélective a une capacité d'absorption élevée pour les rayonnements solaires visibles, mais il a un pouvoir émissif faible pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde. C'est pour cette raison qu'on utilise une surface sélective convenable pour assurer l'absorption des rayonnements infrarouge de grande longueur d'onde. Un tube absorbeur enveloppé par une surface sélective permet de garder une grande quantité d'énergie solaire incidente et perd très peu de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde

quand la surface absorbante est chaude. On remarque que la température du fluide dépasse 100 °C, cela signifie que l'eau se transforme en vapeur en absorbant une quantité de chaleur équivalente à la chaleur latente de vaporisation.

♦ Evaluation des températures T_A et T_F pendant la circulation de l'eau

Dans cette section, on va présenter les courbes de comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pendant les deux journées des essais. La Figure 2. 30 illustre l'évolution de la température des tubes absorbeurs en fonction du temps, et la Figure 2. 31 les températures de l'eau en fonction du temps.

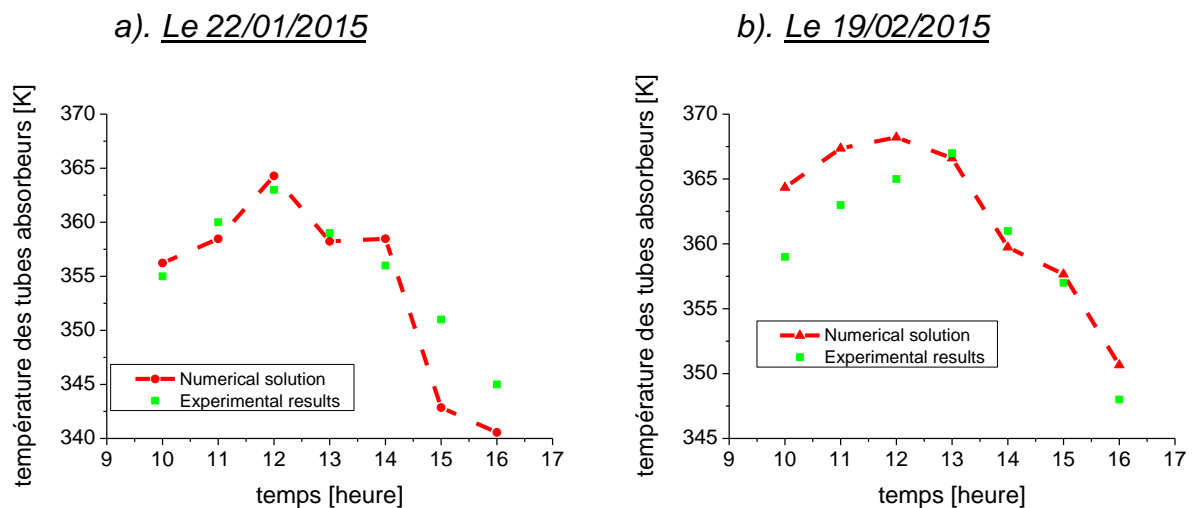


Figure 2. 30 : Evaluation des températures des tubes absorbeurs d'un LFR.

Selon les Figure 2. 30 et pour la journée du 22/01/2015, les températures commencent à augmenter à partir du début de la mesure jusqu'à ce qu'elle atteignent le maximum à 12:00, et puis elle diminuent jusqu'à ce qu'il atteignent la valeur minimale à 16:00. Les nuages qui ont traversés la zone d'expérimentation entre 12:00 et 14:00 ont eu un impact évident sur les résultats. Puisque le rayonnement solaire du 19 Février est plus fort que celui du 22 Janvier, la température des tubes absorbeurs mesurée le 19 Février est supérieure à la température des tubes absorbeurs mesurée pendant la journée de 22 Janvier 2015.

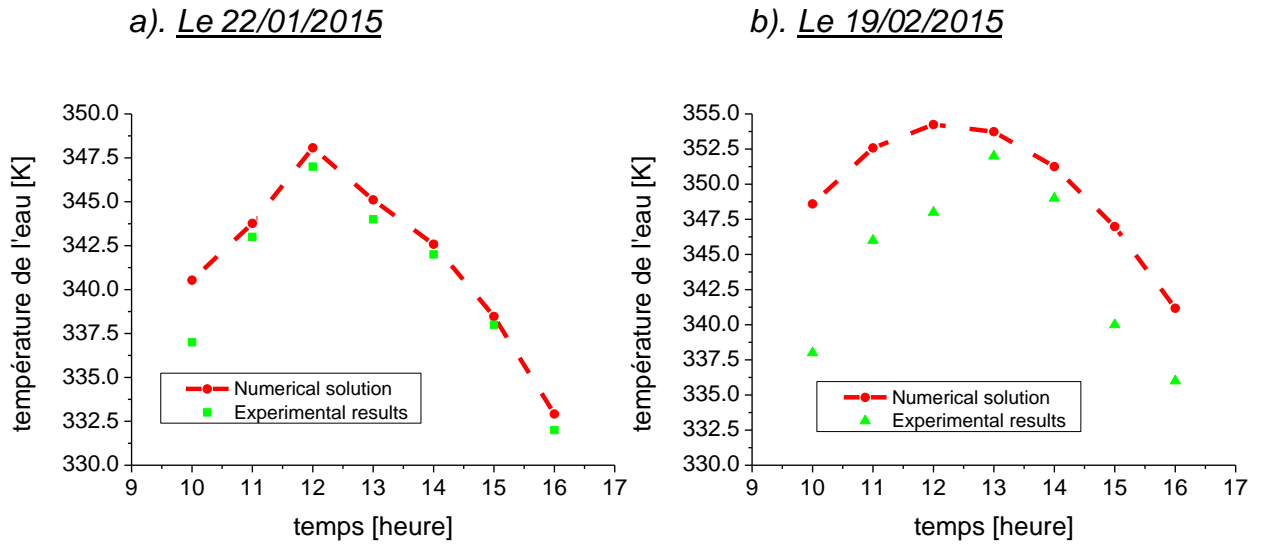


Figure 2. 31 : Evaluation des températures de l'eau d'un LFR.

Selon la Figure 2. 31, on remarque une similitude entre les résultats expérimentaux et numériques, cela montre que le modèle mathématique utilisé reproduit fidèlement les valeurs expérimentales. On note de plus que la variation de la température dépend en particulier du rayonnement solaire direct incident et du climat autour du site étudié. Le Tableau 2. 10 présente la comparaison entre les valeurs maximales des températures (expérimentale et numérique).

Tableau 2. 10: Comparaison entre les valeurs maximales des températures (expérimentale et numérique).

Date	Température de l'absorbeur (K)		Température de l'eau (K)	
	Numérique	Expérimental	Numérique	Expérimental
22/01/2015	364,29	363	348,58	347
19/02/2015	367,31	367	354,25	352

D'après les figures (Figure 2. 30 et Figure 2. 31), la température dépend essentiellement de l'énergie solaire reçue par les tubes absorbeurs. La température de l'eau (T_F) est inférieure à (T_A) pour les deux jours, car la face interne des tubes d'absorbeur absorbe le rayonnement infrarouge, qui engendre une augmentation de la température (T_A) (effet de serre). Par conséquent, la température de la face externe est plus faible, parce que les vents créent un phénomène de convection avec le côté extérieur des tubes absorbeurs.

L'énergie solaire incidente absorbée par l'absorbeur n'est pas complètement transmise à l'eau sous forme de chaleur; une certaine quantité est dissipée sous forme de déperdition de chaleur entre les tubes de l'absorbeur et l'air ambiant, cela signifie que le coefficient de perte de chaleur (U_L) est un facteur essentiel pour déterminer les performances du dispositif. Lorsque ce facteur est faible, l'efficacité du concentrateur est importante. La Figure 2. 32 illustre l'évaluation du coefficient de perte de chaleur en fonction de la différence de température entre les tubes absorbeur et la température de l'air ambiant.

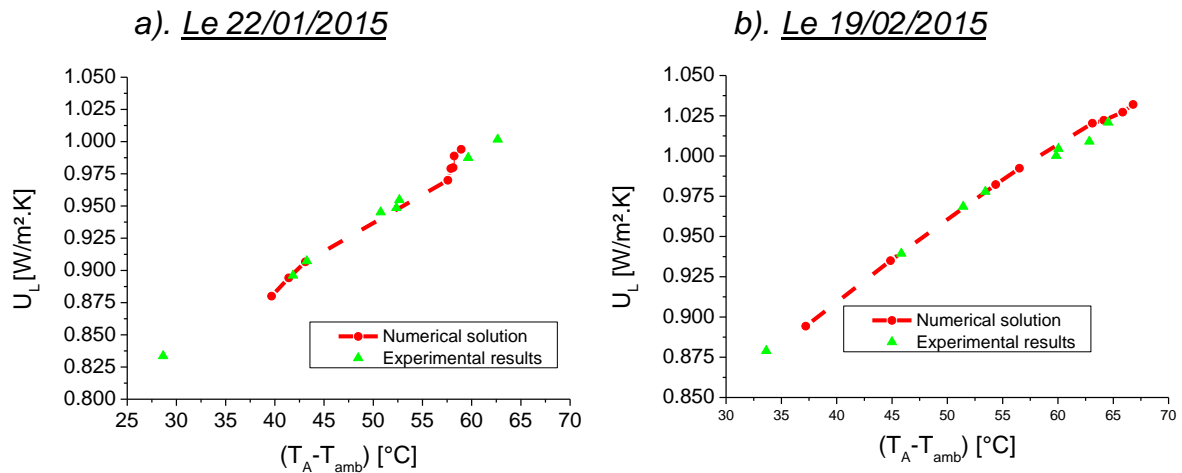


Figure 2. 32 : Evaluation des coefficients des pertes thermiques.

L'efficacité thermique diminue lorsque l'insolation augmente, cette diminution est due à des pertes thermiques qui croissent avec la hausse des températures de l'eau respectivement à l'entrée et la sortie du tube absorbeur.

Ainsi, les pertes thermiques augmentent rapidement lorsque:

- La température de l'eau à l'entrée du tube absorbeur augmente;
- La température des tubes absorbeurs augmente.

L'utilisation d'un tube absorbeur avec une surface sélective permet une réduction très significative des pertes thermiques. Dans notre cas, l'émissivité des tubes absorbeurs utilisés dans le dispositif est égale à 0,12. Cette valeur peut réduire considérablement les pertes thermiques par rayonnement. Par conséquent, la corrélation du coefficient de perte thermique de notre prototype est donnée par:

❖ Le 22/01/2015

$$U_L = -7 \times 10^{-7} (T_A - T_{amb})^3 + 9 \times 10^{-5} (T_A - T_{amb})^2 + 0.001 (T_A - T_{amb}) + 0.07458 \quad (2. 43)$$

Avec un coefficient de détermination (R^2) sur le graphique est égal à 0,9989.

❖ Le 19/02/2015

$$U_L = -9 \times 10^{-7} (T_A - T_{amb})^3 + 10^{-4} (T_A - T_{amb})^2 + 0.0017 (T_A - T_{amb}) + 0.07474 \quad (2. 44)$$

Avec un coefficient de détermination (R^2) sur le graphique est égal à 0,9978.

Le réflecteur linéaire de Fresnel ou plus précisément le chauffe-eau solaire produit de l'eau chaude en utilisant le rayonnement solaire comme source d'énergie. L'eau chaude produite est souvent utilisée dans divers usages domestiques ou industrielles. Le concentrateur linéaire de Fresnel est un dispositif qui fournit de l'eau chaude, et qui peut compléter les autres types de chauffe-eau (électricité, combustibles fossiles, etc.). L'utilisation du concentrateur linéaire de Fresnel comme un système de chauffe-eau solaire est une solution économique, efficace et durable. L'utilisation d'un chauffe-eau solaire minimise la pollution et réduit l'émission des gaz à effet de serre (GES).

2.4. Conclusion

L'étude que nous avons menée sur les deux types de collecteurs solaires, nous a permis d'estimer la température de fluide à la sortie du concentrateur solaire. Nous avons de plus illustré que la performance d'un collecteur solaire dépend de plusieurs paramètres tels que :

- La variation du rayonnement solaire ;
- La géométrie du concentrateur solaire utilisé ;
- La nature et les dimensions du tube absorbeur ;
- Les caractéristiques optiques des éléments du collecteur ;
- Les conditions géographiques et climatiques de la région étudiée.

CHAPITRE 3 :

**SYSTEME DE REFRIGERATION A
EJECTEUR**

3. SYSTEME DE REFRIGERATION A EJECTEUR SUPERSONIQUE

3.1. Analyse du système de réfrigération à éjecteur

L'objectif de cette partie est l'explication des principes thermodynamiques de fonctionnement de la machine de réfrigération à éjecteur et l'analyse de son comportement aérodynamique et thermique. La Figure 3. 1 représente les deux boucles thermodynamiques d'un simple système de réfrigération à éjecteur.

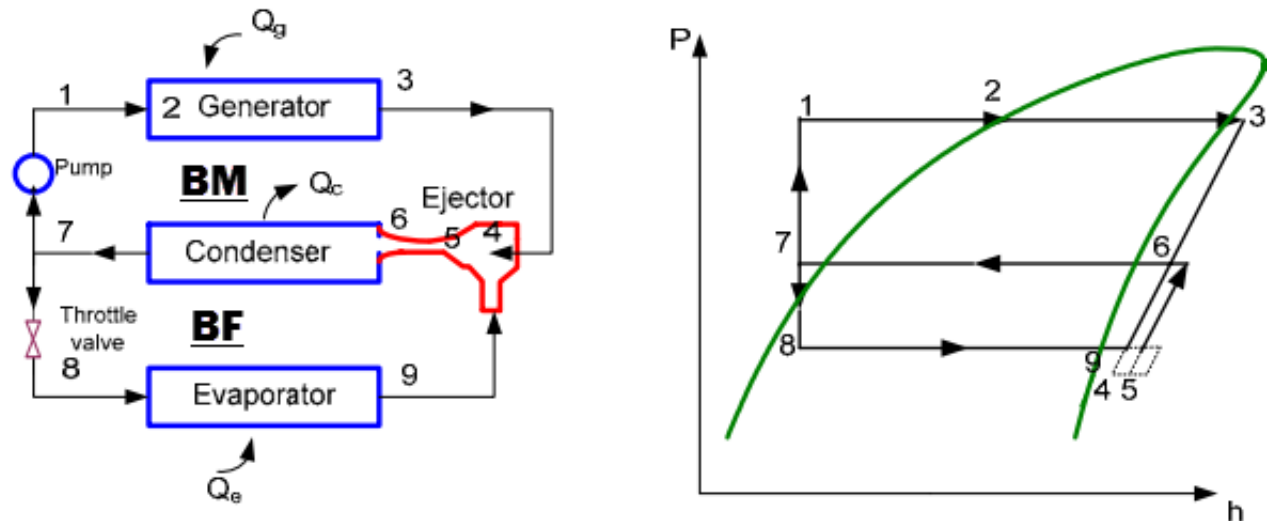


Figure 3. 1: Cycle de réfrigération d'éjecteur[4].

- La boucle frigorifique (BF : « le cycle 7-8-9-5-6-7 ») parcourue par le fluide frigorigène secondaire. À la sortie du condenseur, une partie du liquide (fluide frigorigène) subit une détente isenthalpique à travers une vanne d'expansion avant l'entrée dans l'évaporateur pour la production du froid. A la sortie de l'évaporateur, le fluide secondaire est entraîné par le fluide primaire dans la buse d'éjecteur.
- La boucle motrice (BM : « cycle 7-1-2-3-4-5-6-7 ») parcourue par le fluide moteur (fluide primaire). Le générateur produit la vapeur qui pénètre dans la buse de l'éjecteur où elle est accélérée et entraîne avec lui le fluide secondaire à la sortie du divergent de la buse. Ensuite, le mélange des fluides (primaire et secondaire) se produit. Après le mélange est comprimé et acheminé vers le condenseur, puis vers le générateur par l'intermédiaire d'une pompe.

La Figure 3. 2 schématise une coupe longitudinale d'un éjecteur avec les différentes sections importantes à l'intérieur.

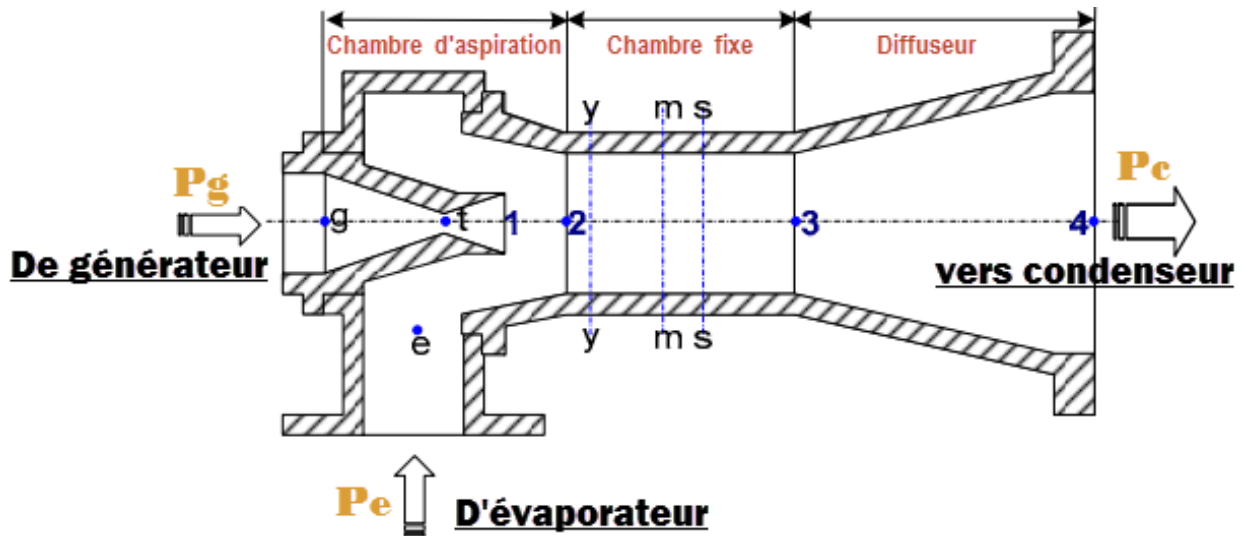


Figure 3. 2: Les différentes sections d'un éjecteur.

La performance d'un éjecteur est définie par un taux d'entraînement « ω », ce paramètre est donné par :

$$\omega = \frac{m_e}{m_g} = \sqrt{(\eta_N \cdot \eta_D) \left(\frac{(h_3 - h_{4,is})}{(h_{6,is} - h_5)} \right)^{-1}} \quad (3. 1)$$

Eames et al. (1995) [189], Aphornratana et al. (1997) [46] et Chunnanond et al. (2004) [54, 62], ont montré que le taux d'entraînement (ω) est limité par la pression critique de condensation « P_c^* » (voir la Figure 1. 5). Selon la Figure 3. 1, on peut écrire le bilan énergétique au point de mélange de l'éjecteur comme suit :

$$(m_g + m_e)h_5 = m_g \cdot h_3 + m_e \cdot h_9 \quad (3. 2)$$

L'équation (3. 3) illustre l'application de la loi de la conservation de la masse au niveau de la section de mélange.

$$(m_g \cdot c_g + m_e \cdot c_e) = (m_g + m_e) \cdot c_m \quad (3. 3)$$

En supposant que la surface d'entrée du fluide secondaire à l'intérieur de l'éjecteur est très grande, nous pouvons simplifier l'équation (3. 3) comme suit :

$$\frac{m_e}{m_g} = \frac{c_g}{c_m} - 1 \quad (3. 4)$$

L'efficacité isentropique de la buse d'éjecteur est définie comme:

$$\eta_N = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (3. 5)$$

Conformément à la loi de conservation de l'énergie, et en adoptant les hypothèses suivantes : i) le transfert thermique est adiabatique ($q=0$) ; ii) le travail est nul ($\varepsilon_t=0$) ; iii) l'axe horizontal de l'éjecteur est à la même altitude ($Z_B=Z_A$). La vitesse de la vapeur à l'entrée de la buse (c_g) peut être exprimée comme suit :

$$c_g = \sqrt{2(h_3 - h_4)} = \sqrt{2\eta_N(h_3 - h_{4,is})} \quad (3. 6)$$

L'efficacité isentropique du diffuseur est donnée par :

$$\eta_D = \frac{h_{6,is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3. 7)$$

La vitesse peut être exprimée sous la forme :

$$c_m = \sqrt{2(h_6 - h_5)} = \sqrt{\frac{2}{\eta_D}(h_{6, is} - h_5)} \quad (3. 8)$$

Le produit du rendement isentropique de la buse (η_N) et le rendement isentropique du diffuseur (η_D) peut être désigné comme le rendement isentropique d'éjection (λ), donc l'efficacité isentropique d'éjecteur est donnée par la relation suivante :

$$\lambda = \eta_N \cdot \eta_D \quad (3. 9)$$

Un autre critère important pour l'éjecteur est le taux de compression (r_p), qui est défini comme le rapport de pression entre le condenseur et l'évaporateur.

$$r_p = \frac{P_C}{P_e} \quad (3. 10)$$

La contre-pression ou la pression du condenseur à des conditions critiques est appelé la pression du condenseur critique. Généralement, le système de réfrigération

à éjecteur est utilisé à la température du condenseur critique. Le taux de compression (r_p^*) à l'état critique est appelé le taux de compression critique.

$$r_p^* = \frac{P_c^*}{P_e^*} \quad (3. 11)$$

La performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système de réfrigération à éjecteur est défini comme le rapport entre la capacité de refroidissement et la chaleur nécessaire à l'entrée de l'éjecteur [4, 14, 61].

$$COP_{ejc} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{m_e(h_9 - h_8)}{m_g(h_3 - h_1)} = \omega \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (3. 12)$$

3.2. Sélection de réfrigérant

Un réfrigérant est un fluide très sensible à la température, il est utilisé pour la mise en œuvre d'un cycle de : i) production de froid (climatisation, congélateur, réfrigérateur, etc.) ; ii) pompage de la chaleur dans des systèmes de chauffage grâce à des pompes à chaleur ; iii) dans les autres applications industrielles avec des cycles thermodynamiques par exemple : turbines à vapeur. Le choix d'un fluide devrait être porté à sa stabilité chimique, sa toxicité, ses caractéristiques explosives, sa corrosivité, son respect de l'environnement et son prix [190].

3.2.1. Les critères pour le choix d'un réfrigérant

3.2.1.1. L'impact environnemental

Les réfrigérants doivent respecter les normes de sécurité plus ou moins contraignantes selon la nature des risques induits, liés à l'environnement, à la dangerosité pour tout être vivant. Plusieurs réfrigérants donnent des performances élevées mais ne sont pas respectueux de l'environnement, parce qu'ils ont:

- Un ODP (Ozone Depletion Potential : potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) élevé : ODP est un indice qui caractérise le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone. La valeur de cet indice est calculée par rapport à la molécule de référence (R11 ou R12) qui ont un ODP = 1 [190-193].
- Le GWP (Global Warning Potential : Potentiel de réchauffement global) : GWP est un indice qui caractérise réchauffement global. La valeur de cet indice par rapport

à une molécule de référence, cette molécule est de CO₂, puisque pour des durées bien déterminées (20, 100, 500 ans), le CO₂ à un GWP =1 [190-193].

3.2.1.2. Le côté de la sécurité et de l'utilisation

Il doit être non toxique, non inflammable et non-explosif. Le critère de toxicité est présenté par deux groupes. Le groupe A pour lequel il n'y a pas de preuve de la toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ≤ 400 ppm. Le groupe B pour lequel il y a des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures <400 ppm.

3.2.1.3. L'impact énergétique

La performance d'un cycle de réfrigération quel que soit son type est fortement dépendant des caractéristiques thermodynamiques du réfrigérant, les propriétés requises sont les suivantes :

- Il doit posséder une chaleur spécifique élevée et une grande chaleur latente de vaporisation pour permettre des débits minimaux par unité de capacité de réfrigération [190-193].
- Il doit posséder une température d'évaporation relativement faible, afin d'obtenir une pression de saturation basse au niveau du générateur [190-193].

3.2.2. Les types des fluides frigorifiques

Il y a divers types de réfrigérants qui peuvent être utilisés dans les systèmes de réfrigération. La manière la plus courante de classer les fluides frigorigènes est la classification selon les composants chimiques contenus dans le fluide frigorigène. Les fluides frigorigènes sont classés en quatre groupes principaux :

3.2.2.1. Les ChloroFluoroCarbures (CFC) (groupe de halocarbures)

Ils sont des molécules composées de carbone, de chlore et de fluor. Ils sont connus sous le nom commercial de fréon, exemple : R11, R113, R114, R134a, R245ca, R245fa et R152a. Les CFC contribuent avec une bonne part à la destruction de la couche d'ozone, où un atome de chlore issu de la décomposition de ces molécules, détruirait en moyenne 100000 molécules d'ozone. Ils changent les molécules d'ozone (O₃) de l'atmosphère en enlevant un atome d'oxygène. En plus, ils

se dégradent progressivement mais très lentement dans l'atmosphère. Leur effet destructeur se poursuit pendant plusieurs siècles après leur émission, selon le protocole de Montréal en date du 16 Septembre 1987. De nombreux pays ont interdit leur utilisation et ils ont été finalement empêchés d'usage depuis 1996 [190-193].

3.2.2.2. Les HydroChloroFluoroCarbone (HCFC)

Ils sont des molécules composées de carbone, de chlore, de fluor et d'hydrogène. Elles sont moins stables que les CFC et détruisent l'ozone dans une moindre mesure. Elles sont appelées substances de transition, exemple : R22, R123 et R124[193]. Ils sont interdits d'utiliser depuis le premier Janvier 2015[190-193].

3.2.2.3. Les HydroFluoroCarbone (HFC)

Ils sont des molécules composées de carbone, de fluor et d'hydrogène. Elles ne contiennent pas de chlore et donc ne participent pas à la destruction de la couche d'ozone. Par contre, les HFC présentent un Global Warming Potential (contribution à l'effet de serre) sur cent ans et au-delà, exemple : R125, R134a, R32, 152a et R143a [190-192].

3.2.2.4. Mélange de fluides frigorigènes

On peut les classer en fonction du type de composants fluorés qu'ils contiennent. Ce sont certains d'entre eux: R404A, R407C. R407b, R407A et R410A [191-195]. Ces fluides sont divisés en deux groupes :

- Zéotropes: leur température varie au cours d'un changement d'état (condensation, évaporation) [190, 194, 195] ;
- Azéotropes: ils se comportent comme des corps purs, sans variation de température lors du changement de phase [190, 194, 195] ;

3.2.2.5. Les groupes hydrocarbure (HC)

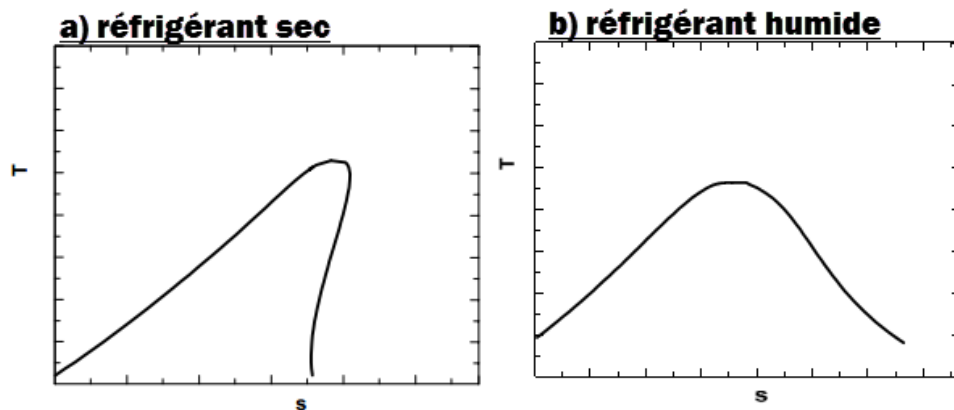
Ils sont des fluides organiques possèdent de bonnes propriétés thermodynamiques, mais sont dangereux par leur inflammabilité. Le monde de production du froid s'est toujours méfié de ces fluides, même s'ils sont réapparus récemment dans des réfrigérateurs et des mousses isolantes. Leur utilisation future paraît peu probable en climatisation, vu le coût de la mise en sécurité aussi bien

mécanique qu'électrique. De cette famille, nous mentionnons: le propane (R290), le butane (R600) et l'isobutane (R600a) [190, 191, 195].

Il y a d'autres fluides frigorigènes tels que l'ammoniac (NH_3) ou (R717), le dioxyde de carbone (CO_2) ou (R744) et l'eau (H_2O) ou (R718) [190, 191, 195].

Les réfrigérants hydrocarbures (HC), l'ammoniac, le dioxyde de carbone et l'eau sont considérés comme moins inquiétants pour l'environnement, car à la fois sans action sur l'ozone stratosphérique et d'un faible impact sur l'effet de serre. Ils présentent tous des inconvénients, soit au niveau sécurité, soit au niveau thermodynamique [190, 191, 195].

Généralement, on peut classer les fluides réfrigérants selon la forme de la ligne de vapeur saturée sur le diagramme à trois groupes : i) réfrigérants secs (Figure 3. 3a); ii) réfrigérants humides (Figure 3. 3b); iii) réfrigérants isentropiques (Figure 3. 3c). Les réfrigérants secs ont une ligne de vapeur de saturation avec une pente positive dans le diagramme T-S. Les réfrigérants humides, au contraire ils ont une ligne de vapeur de saturation avec une pente négative. Pour les réfrigérants isentropiques, la ligne de vapeur de saturation est verticale dans le diagramme T-S.



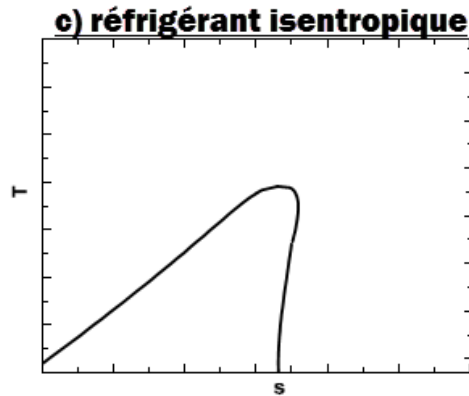


Figure 3. 3: Les diagrammes thermodynamiques selon le type de réfrigérant.

Le R113 et l'isobutane sont des exemples des réfrigérants secs. L'ammoniac, l'eau, le méthanol, le R22 et le R142b sont des exemples de réfrigérants humides. Le R114 est un exemple de réfrigérant isentropique. Dans les mêmes conditions opératoires, les réfrigérants secs ont des meilleures performances par rapport aux réfrigérants humides.

Il existe évidemment divers réfrigérants qui peuvent être utilisés dans les cycles de réfrigération à éjecteur. Plusieurs réfrigérants suggérés dans la littérature ne sont plus autorisés en raison de contraintes environnementales. Les réfrigérants secs (Butane, isobutane, R113, R114 et R141b) donnent de meilleures performances que les réfrigérants humides. Les fluides frigorigènes isentropiques aux mêmes conditions de fonctionnement, nécessitent moins d'énergie durant la surchauffe. Non seulement la performance doit être considérée lors du choix du réfrigérant, mais aussi le volume de vapeur obtenu après l'expansion à travers l'éjecteur. Le volume de vapeur après la détente conditionne la taille de l'éjecteur à choisir dans l'installation.

On montrera dans ce qui suit certains résultats obtenus par la simulation numérique à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver (EES). Nous nous attèlerons à déterminer les performances de ce sous-système de réfrigération à éjecteur pour différents réfrigérants et pour différentes conditions opératoires. Pour illustrer l'effet de la température du générateur, de l'évaporateur et du condensateur sur le taux d'entraînement (ω) et la performance thermique (COP_{EJC}) de sous-système de réfrigération à éjecteur, nous avons choisis le R141b comme réfrigérant.

3.3. Les conditions opératoires d'un SRE

Nous avons déduit par la suite les conditions opératoires idéales de fonctionnement du cycle de refroidissement à éjecteur, et nous avons appliqué ces conditions pour certains réfrigérants sélectionnés. La Figure 3. 4 illustre l'impact de la variation des températures du générateur, de l'évaporateur et du condenseur sur le taux d'entraînement (ω) du sous-système avec le réfrigérant R141b, où nous imposons une charge de refroidissement (Q_e) de 10 (kW).

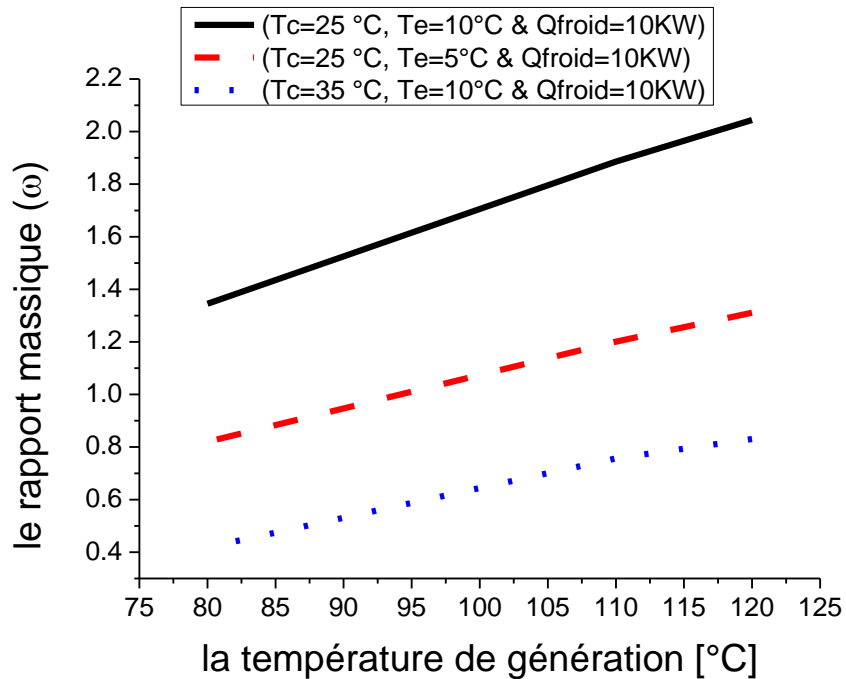


Figure 3. 4: La variation du taux d'entraînement (ω) du SRE avec le R141b.

La Figure 3. 5 montre la variation du coefficient de performance thermique (COPEJC) du sous-système de réfrigération à éjecteur avec R141b comme un réfrigérant.

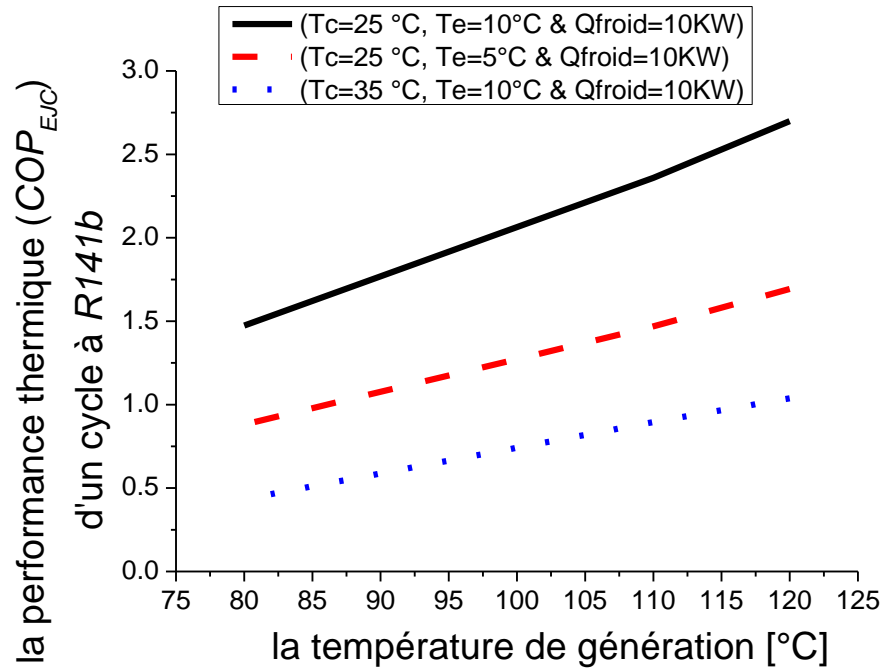


Figure 3. 5: L'évolution du coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du SRE.

D'après les courbes de la Figure 3. 4, on remarque que le rapport (ω) varie entre 0,4 et 2,2 en fonction des conditions opératoires du sous-système. Le taux d'entraînement (ω) augmente avec l'accroissement de la température du générateur (T_g) et diminue avec l'accroissement de la température intermédiaire (température de la condensation T_c) pour une température de source froide (T_e) fixe. La réduction de la température de l'évaporateur de cinq degrés conduit à une diminution du taux d'entraînement (ω).

Pour la Figure 3. 5, on remarque que le COP_{EJC} augmente avec l'accroissement des températures du générateur et de l'évaporateur et diminue avec l'accroissement de la température de la source intermédiaire. Avec l'utilisation du R141b et dans un intervalle de température de générateur variant entre 80 et 120°C, on peut conclure que les performances frigorifiques du SRE ne dépassent pas la valeur de 1,6 où les températures de condensation et d'évaporation sont prises égales à 25°C et 10 °C respectivement.

Le choix d'un réfrigérant appropriée ayant des caractéristiques thermodynamiques bien déterminées doit répondre aux caractéristiques demandées par le sous-système à éjecteur.

En se basant sur un cycle idéal du sous-système à éjecteur, dans lequel le mélange des fluides primaire et secondaire s'effectue réversiblement et la détente du fluide Primaire et la compression du fluide secondaire sont isentropiques, nous avons mené une étude numérique sur différents réfrigérants. Nous avons déterminé par la suite les performances du système pour différents réfrigérants à savoir : R141b, R134a, R114, R143a, R600, R717, R718, R290, R245fa et méthanol.

Les cycles de réfrigération à éjecteurs utilisent des températures de source chaude dans la gamme des températures de +60°C à +150°C, pour permettre de produire du froid à des niveaux de 0°C à +26°C. Le Tableau 3. 1 représente les conditions opératoires de chaque élément du sous-système à éjecteur selon le réfrigérant.

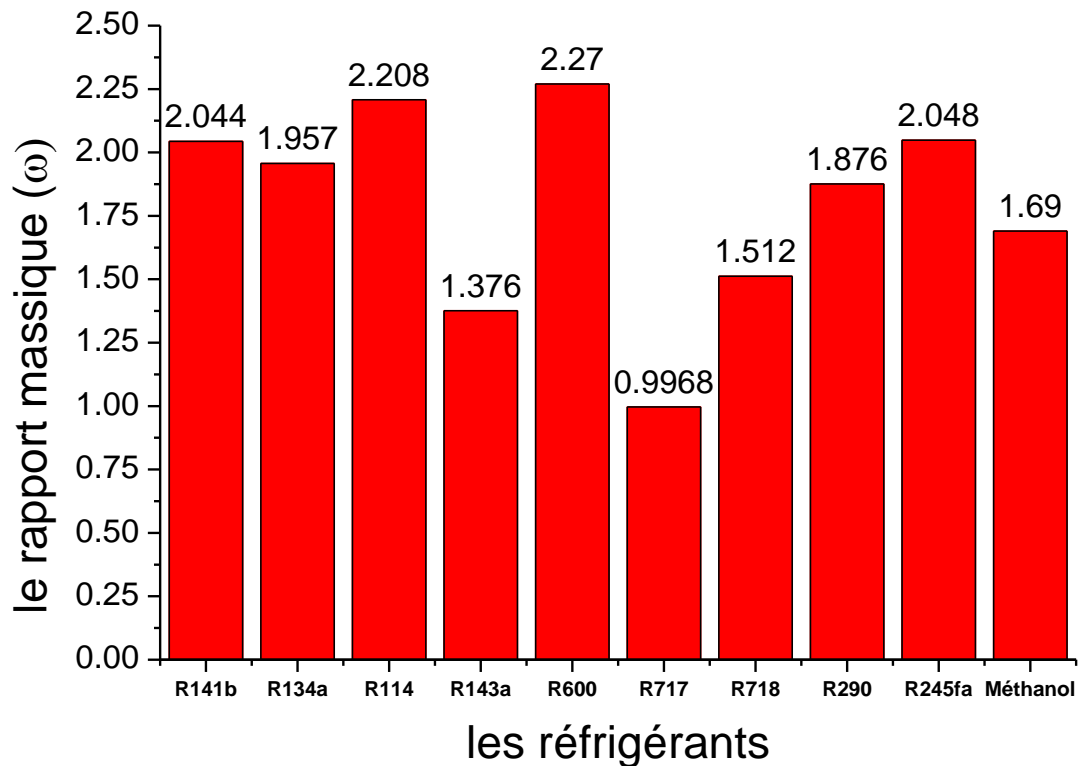
Tableau 3. 1 : Les réfrigérants sélectionnés avec leurs conditions opératoires.

Le réfrigérant	La température de générateur (Tg) [°C]	La température de condensation (Tc) [°C]	La température d'évaporation (Te)
R141b	120	25	10
R134a	100	25	10
R114	120	25	10
	130		
	140		
R143a	70	25	10
R600	120	25	10
	130		
	140		
	145		
R717	60	30	5
		25	5
		25	10
R718	120	25	10
	130		
	140		
	150		
	160		
R290	90	25	10
R245fa	120	25	10
	150		
Méthanol	120	35	10
	120	25	10
	120	25	5

Nous avons calculé le taux d'entraînement (ω) et le coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système pour plusieurs fluides frigorigènes qui sont récapitulés dans deux figures (Figure 3. 6 et Figure 3. 7).

D'après la Figure 3. 6, on note que les meilleurs rapports massiques (ω) sont atteints dans un ordre décroissant pour les réfrigérants : R600, R114, R245fa, R141b, R134a, R290, Méthanol, R718 (eau), R143a et R717 (ammoniac). L'intervalle de variation du taux d'entraînement pour ces réfrigérants et dans les mêmes conditions opératoires est de 0,9968 à 2,27. Nous notons que la valeur la plus basse du taux d'entraînement (ω) est enregistrée pour l'ammoniac (R717) où elle est de l'ordre de 0,9968. Par contre, la valeur maximale (2,27) est enregistrée pour le réfrigérant R600.

Les deux réfrigérants R134a et R290 possèdent des températures de générations inférieures à celles du Méthanol et de l'eau (R718), mais ils possèdent des rapports massiques (ω) supérieures à ceux du méthanol et l'eau.

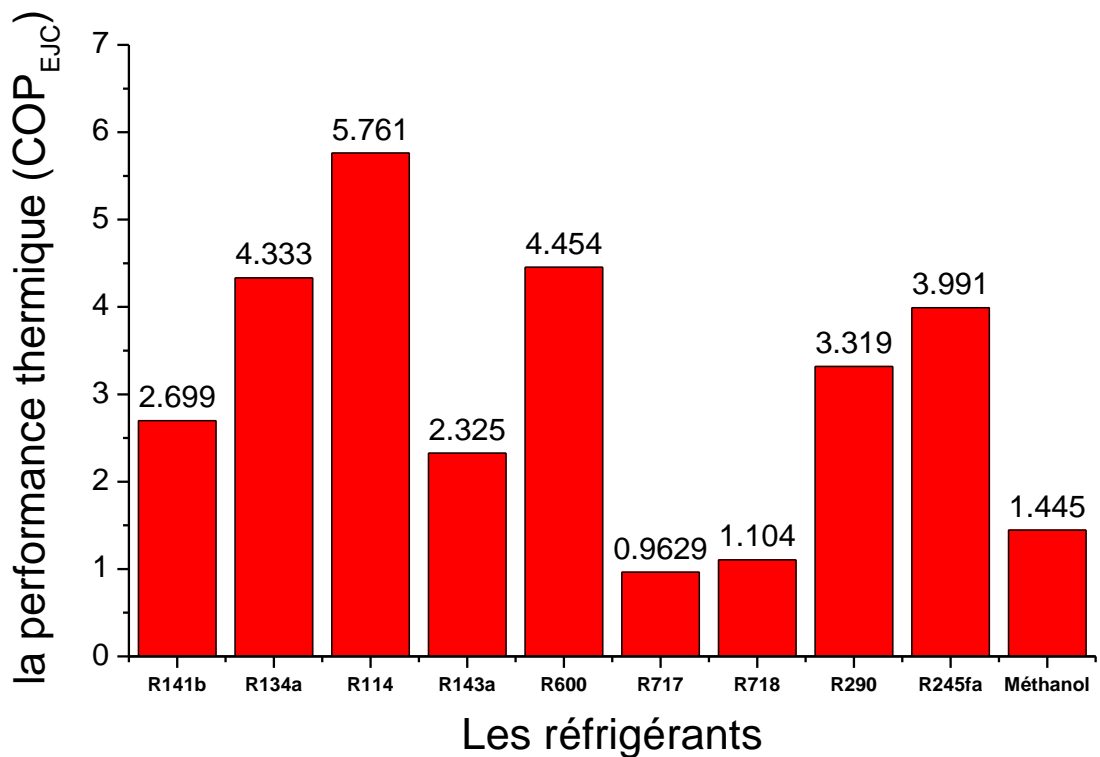


les conditions opératoires pour chaque réfrigérant										
	R141b	R134a	R114	R143a	R600	R717	R718	R290	R245fa	Méthanol
Tg (°C)	120	100	120	70	120	60	120	90	120	120
Te (°C)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Tc (°C)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25

Figure 3. 6: Le taux d'entraînement (ω) pour les réfrigérants sélectionnés.

On peut conclure donc que les fluides frigorigènes R134a et R290 sont mieux que le Méthanol et l'eau du point de vue du rapport d'entraînement, malgré que le réfrigérant R134a possède une contribution élevée à l'effet de serre. De plus le réfrigérant R134a est toujours utilisé dans la climatisation automobile.

Du point de vue de la performance thermique, la Figure 3. 7 montre les coefficients de performance (COP_{EJC}) des dix réfrigérants utilisés. D'après cette figure, on conclure que la performance thermique des réfrigérants accroît suivants cet ordre R717, R718, Méthanol, R143a, R141b, R141b, R290, R245fa, R134a, R600 et R114. La performance thermique (COP_{EJC}) varie dans l'intervalle [0,9629 ; 5,761] pour les réfrigérants auxquels nous avons mené la simulation numérique et selon les mêmes conditions opératoires.



les conditions opératoires pour chaque réfrigérant										
	R141b	R134a	R114	R143a	R600	R717	R718	R290	R245fa	Méthanol
Tg (°C)	120	100	120	70	120	60	120	90	120	120
Te (°C)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Tc (°C)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25

Figure 3. 7: Les performances thermiques (COP_{EJC}) pour les réfrigérants sélectionnés.

Lorsqu'on compare les dix fluides frigorigènes, on remarque que R114 et R600 possèdent les meilleures valeurs des performances thermiques par rapport aux autres réfrigérants étudiés.

Les résultats obtenus sont représentés dans le Tableau 3. 2. D'après ce tableau, on peut conclure que le taux d'entraînement (ω) et le coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système de réfrigération à éjecteur augmentent lorsque d'une part la température de source intermédiaire (température de condensation T_c) diminue et la température de source chaude (température de génération T_g) augmente d'autre part. Dans tous les cas, on garde la température de la source froide constante (température d'évaporation T_e).

Tableau 3. 2 : L'évaluation du (ω) et (COP_{EJC}) pour les réfrigérants sélectionnés en fonction des conditions opératoires.

Le réfrigérant	La température de génération (T_g) [°C]	La température de condensation (T_c) [°C]	La température d'évaporation (T_e) [°C]	Le taux d'entraînement (ω)	La performance thermique (COP_{EJC})
R141b	120	25	10	2.044	2.699
R134a	100	25	10	1.957	4.333
R114	120	25	10	2.208	5.761
	130			2.376	8.458
	140			2.538	16.7
R143a	70	25	10	1.376	2.325
R600	120	25	10	2.261	4.454
	130			2.434	5.799
	140			2.594	8.236
	145			2.675	10.59
R717	60	30	5	0,2936	0.2711
		25	5	0,6058	0.5717
		25	10	0,9975	0.9629
R718	120	25	10	1,609	1.104
				1,623	1.152
				1,726	1.195
				1,825	1.229
				1,92	1.26
R290	90	25	10	1,876	3.319
R245fa	120	25	10	2,048	3.991
	150			2.476	11.92
Méthanol	120	35	10	0,5527	0.4619
	120	25	10	1,688	1.445
	120	25	5	0,9884	0.8216

La variation du taux d'entraînement (ω) et du coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) est très sensible à la variation de la température de la source

chaude (T_g), de la source froide (T_e) et de la source intermédiaire (T_c). De plus, le coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système de réfrigération à éjecteur dépend de deux facteurs importants à savoir le taux d'entraînement (ω) (voir l'équation et les caractéristiques enthalpiques du réfrigérant aux différents points de boucle frigorifique).

3.4. Dimensionnement d'un éjecteur pour un système de climatisation d'une puissance de 10 kW

L'objet de ce paragraphe est de mettre en œuvre des outils mathématiques et numériques pour la modélisation et la simulation numérique des écoulements compressibles à l'intérieur d'un éjecteur. Les équations qui gouvernent ce problème sont des équations de continuité, quantité de mouvement et de l'énergie.

Le design des éjecteurs est basé sur la théorie de la dynamique des gaz parfaits et pour le dimensionnement, on a supposé qu'il fonctionne en régime critique. Le modèle de mélange des deux flux primaire et secondaire à pression constante a été choisi car il permet d'obtenir de meilleures performances [16-13]. L'analyse monodimensionnelle de l'éjecteur repose sur les hypothèses suivantes :

- Le fluide de travail est considéré comme un fluide parfait avec les paramètres C_p et γ constants ;
- L'énergie cinétique des flux primaire et secondaire est négligeable ;
- L'écoulement est stationnaire ;
- Les relations d'écoulement isentropique dans une conduite à section variable sont employées comme approximation ;
- Les flux primaire et secondaire se mélangent à la section y-y à pression uniforme ;
- Une onde de choc se forme à la section m-m ;
- Les parois internes de l'éjecteur sont adiabatiques.
- La sortie de l'éjecteur est reliée au condenseur.

La Figure 3. 2 montre l'architecture de l'éjecteur considéré pour la modélisation du mélange de deux flux. Cette Figure montre le processus de mélange du flux primaire venant du générateur avec le flux secondaire venant de l'évaporateur.

3.4.1. Modélisation du flux primaire

La vapeur primaire qui provient du générateur se dilate irréversiblement à l'intérieur de la buse où elle créant un vide partiel à la sortie de la buse. En appliquant le premier principe de la thermodynamique, l'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$q = \varepsilon_t + (h_B - h_A) + \left(\frac{C_B^2 - C_A^2}{2} \right) + g(Z_B - Z_A) \quad (3. 13)$$

En supposant que la transformation est adiabatique, le travail est nul ($\varepsilon_t=0$), et que l'axe horizontal de l'éjecteur est à la même altitude ($Z_B=Z_A$), la vitesse de la vapeur à l'entrée de la buse (c_g) peut être exprimée comme suit :

$$c_g = \sqrt{2(h_g - h_m)} = \sqrt{2\eta_N(h_g - h_{gm,is})} \quad (3. 14)$$

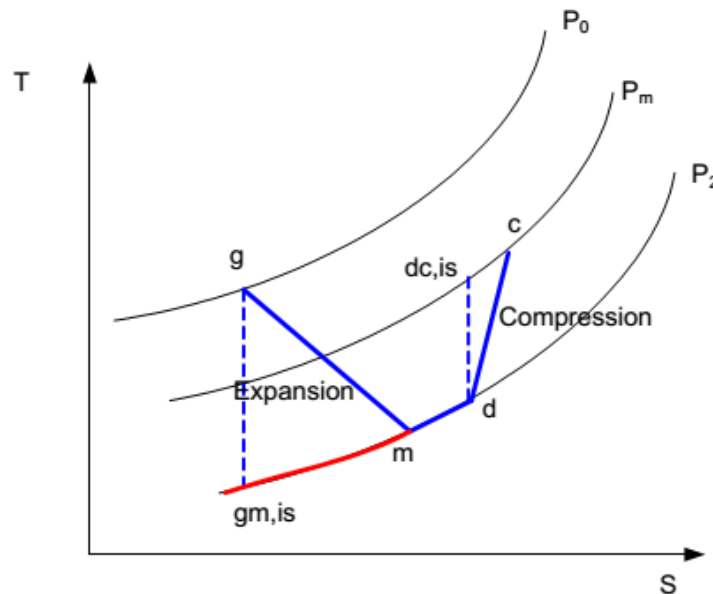


Figure 3. 8: Diagramme T-S pour la phase d'expansion et de compression.

L'efficacité isentropique (η_N) de la buse ou rendement isentropique, est calculé par la relation suivante:

$$\eta_N = \frac{h_g - h_m}{h_g - h_{gm,is}} \quad (3. 15)$$

Le débit massique à travers la buse aux conditions d'étranglement peut être exprimé par :

$$m_g = P_g A_t \sqrt{\frac{\eta_N \gamma}{T_g R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3. 16)$$

Le nombre de mach ($Ma_{g,1}$) du fluide primaire provenant du générateur, et qui se dilate à travers la buse peut être représenté comme suit :

$$Ma_{g,1} = \sqrt{\frac{2\eta_N}{\gamma-1} \left(1 - \frac{P_1}{P_g} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3. 17)$$

La relation entre le nombre de Mach et la section transversale peut être représentée comme suit :

$$\left(\frac{A_{g1}}{A_t} \right)^2 \approx \frac{1}{Ma_{g1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (3. 18)$$

$$\frac{P_g}{P_{g1}} \approx \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{g1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3. 19)$$

Le nombre de Mach du flux primaire à la section y-y peut être calculé à partir de :

$$\frac{P_{gy}}{P_{g1}} \approx \left(\frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) Ma_{g1}^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) Ma_{gy}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3. 20)$$

La section de passage de l'écoulement primaire à la section y-y est calculée en utilisant les relations isentropique de détente d'un gaz dans une conduite à section variable. Le paramètre (ϕ) représente le coefficient de débit.

$$\frac{A_{gy}}{A_{g1}} \approx \left(\frac{\phi_g}{Ma_{gy}} \right) \left(\frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) Ma_{gy}^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) Ma_{g1}^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3. 21)$$

Selon Huang et Chang, (1999), le coefficient de débit (ϕ_g) du débit primaire est estimé à 0,88 [196].

La pression totale à travers la gorge lorsqu'on atteint le débit critique est égale à :

$$P_t = P_g \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3. 22)$$

La procédure de calcul du diamètre de gorge de la buse est illustrée dans l'organigramme montré à la Figure 3. 9.

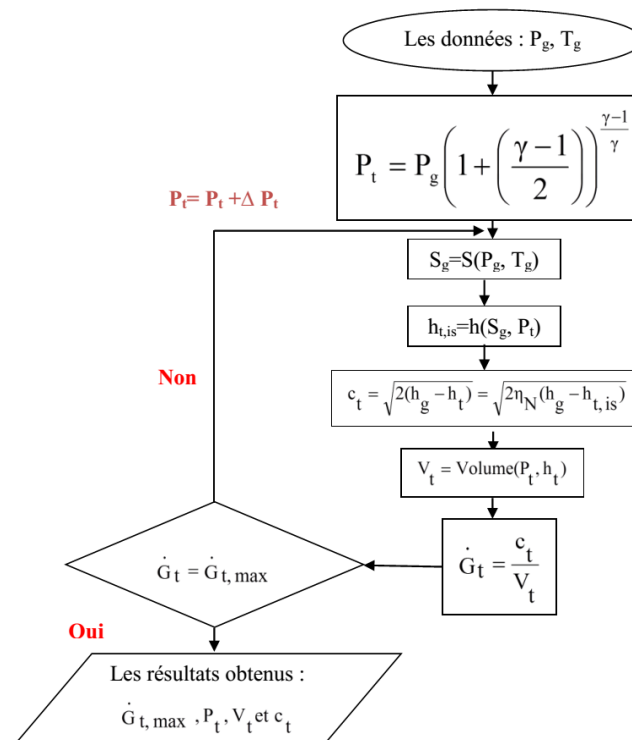


Figure 3. 9: L'organigramme de calcul du diamètre (D_t) de la buse de flux primaire.

3.4.2. Modélisation du flux de fluide secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y

Le débit secondaire à l'état de choc (section y-y) est donné par :

$$m_e = \frac{P_e A_{ey}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_{Ne}} \quad (3. 23)$$

Où (λ) est le rendement isentropique de l'éjecteur (voir l'équation (3. 9)). En supposant que le flux entraîné atteint des conditions de choc, la relation du nombre Mach du flux secondaire à la section y-y est :

$$Ma_{ey} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_{ey}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (3. 24)$$

Le diamètre d'entrée du flux secondaire vers la zone de mélange peut être calculé de la même manière que le calcul du diamètre de gorge de la buse du flux primaire. La procédure de calcul est illustrée dans la Figure 3. 10.

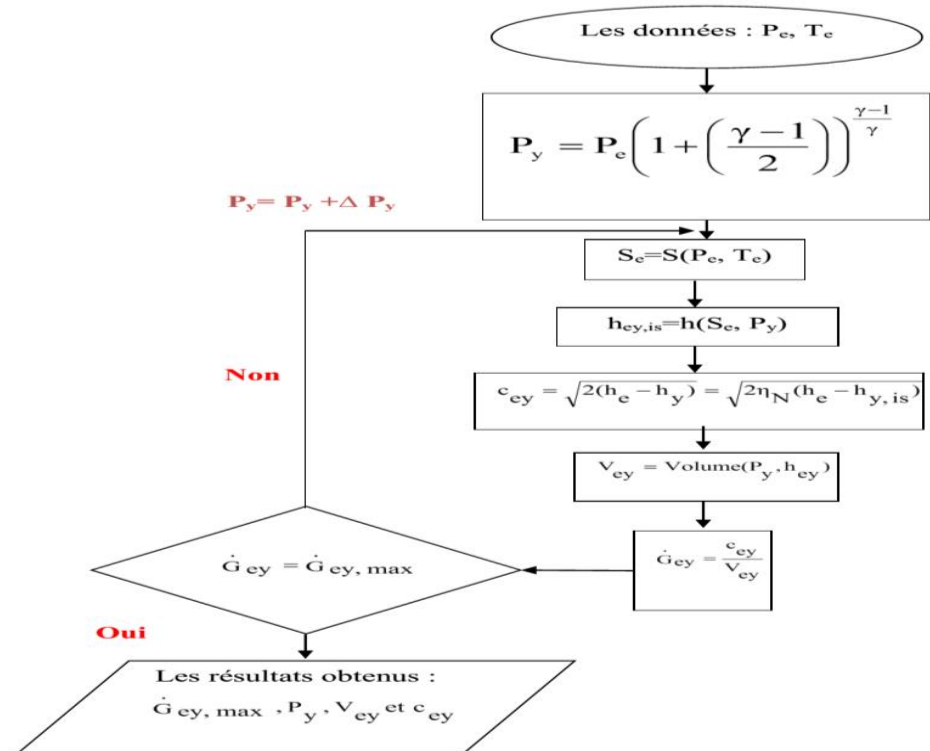


Figure 3. 10: L'organigramme de calcul de diamètre d'entrée du flux secondaire vers la zone de mélange.

3.4.3. La zone transversale à la section y-y (A3)

L'aire de la section de mélange A_3 est la somme des sections du flux primaire (A_{gy}) et du flux secondaire (A_{ey}).

$$A_3 = A_{gy} + A_{ey} \quad (3. 25)$$

La température et le nombre de Mach de la vapeur des deux flux au plan y-y peuvent être écrits comme suit :

$$\frac{T_g}{T_{gy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{gy}^2 \quad (3. 26)$$

$$\frac{T_e}{T_{ey}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{ey}^2 \quad (3. 27)$$

Les vitesses des flux primaire et secondaire à la section y-y peuvent être exprimées comme suit :

$$c_{gy} = Ma_{gy} \sqrt{\gamma RT_{gy}} \quad (3. 28)$$

$$c_{ey} = Ma_{ey} \sqrt{\gamma RT_{ey}} \quad (3. 29)$$

3.4.4. La section de mélange (m-m)

L'équation (3. 30) illustre le bilan énergétique à la section (m-m).

$$\left(m_g + m_e \right) . h_m = m_g . h_{g,exp} + m_e . h_e \quad (3. 30)$$

Où (h_m) est l'enthalpie du mélange au niveau de la section m-m, (h_e) est l'enthalpie du réfrigérant provenant de l'évaporateur (fluide secondaire entraîné) et ($h_{g,exp}$) est l'enthalpie du fluide primaire provenant du générateur après l'expansion à travers la buse.

La dépression créée à la sortie de la buse aspire le flux secondaire provenant de l'évaporateur vers l'éjecteur. Le fluide entraîné (secondaire) se mélange parfaitement à une pression égale à celle du fluide primaire provenant du générateur. La pression du mélange reste inchangeable pendant le mélange des deux fluides (primaire et secondaire). La loi de conservation de la quantité de mouvement peut être écrite de cette forme :

$$\varphi_m \left(m_g \cdot c_{g, \text{exp}} + m_e \cdot c_e \right) = c_m \left(m_g + m_e \right) \quad (3. 31)$$

Où (m_g) est le débit massique du fluide moteur (primaire) provenant du générateur, (m_e) est le débit massique du réfrigérant entraîné (secondaire) provenant de l'évaporateur, ($c_{g, \text{exp}}$) est la vitesse du fluide de moteur (primaire) venant du générateur, (c_e) est la vitesse du réfrigérant entraîné (secondaire) provenant de l'évaporateur et (c_m) est la vitesse du fluide mélangé quittant la section de mélange.

Le coefficient arbitraire calculant la perte de frottement (φ_m) varie avec le rapport de la surface de l'éjecteur (A_3/A_t). Huang et al., (1999) [196] ont estimé ce coefficient de cette manière :

$$\varphi_m = 0,80 \text{ pour } \frac{A_3}{A_t} > 8,3 \quad (3. 32)$$

$$\varphi_m = 0,82 \text{ pour } 6,9 < \frac{A_3}{A_t} \leq 8,3 \quad (3. 33)$$

$$\varphi_m = 0,84 \text{ pour } < 6,9 \quad (3. 34)$$

Il peut aussi être exprimé par l'expression suivante :

$$\varphi_m = 1,037 - 0,02857 \frac{A_3}{A_t} \quad (3. 35)$$

Le bilan énergétique dans la zone de mélange est donné par :

$$m_g \left(C_p T_{gy} + \frac{c_{gy}^2}{2} \right) + m_e \left(C_p T_{ey} + \frac{c_{ey}^2}{2} \right) = \left(m_g + m_e \right) \left(C_p T_m + \frac{c_m^2}{2} \right) \quad (3. 36)$$

La longueur de la section de mélange est généralement définie en termes de diamètres de la gorge (D_3) de la section de la chambre de mélange. Selon Chang et al., (2000), Elle peut être calculée comme suit [197] :

$$L_{mix} = 6 \times D_3 \quad (3. 37)$$

Selon ASHRAE, (2000), Elle peut être calculée comme suit [198]:

$$L_{\text{mix}} = 7 \times D_3 \quad (3. 38)$$

L'angle de la section de mélange est très important. L'efficacité de l'éjecteur sera réduite si l'angle est trop grand, au contraire, si l'angle est trop petit, l'éjecteur ne pourra pas compresser le flux de vapeur pour atteindre la pression de condensation. Selon ASHRAE, (1983), les angles du cône de section de mélange sont d'environ 7-10 degrés pour la première partie et de 3 à 4 degrés pour la seconde partie [198].

3.4.5. La section de la chambre fixe (le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3)

Dans la section de la chambre fixe constante, un choc supersonique se produit autour de la section s-s. Le choc est dû à une couche limite épaisse et à un profil de vitesse très élevé. En supposant que le mélange après le choc subit un processus isentropique, on peut affirmer que la pression du fluide entre la section m-m et la section 3-3 est uniforme et vaut P_3 , par conséquent, on a :

$$P_3 = P_m \left[1 + \frac{2\gamma}{1+\gamma} \left(Ma_m^2 - 1 \right) \right] \quad (3. 39)$$

$$Ma_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) Ma_m^2}{\gamma \times Ma_m^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2} \right)} \quad (3. 40)$$

Le nombre de Mach du fluide mélangé après le choc est :

$$Ma_3 = \sqrt{\frac{Ma_2^2 + \left(\frac{2}{\gamma-1} \right)}{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) Ma_2^2 - 1}} \quad (3. 41)$$

3.4.6. Le diffuseur

Après le mélange, la vapeur mélangée forme un seul fluide supersonique et se déplace vers l'aval à travers une section de zone constante avec un choc transversal sur son chemin vers le diffuseur. Dans la section du diffuseur (augmentation de section), la vapeur sera comprimée à la pression du condenseur et la vitesse du flux diminue. Le diffuseur subsonique a une forme conique. Pour l'éjecteur de vapeur,

selon ASHRAE, (1983), l'angle d'expansion peut être dans la plage de 5 à 12 degrés avec une longueur axiale de 4 à 12 le diamètre de gorge (D_3) [198]. Chang et al., (2000), ont recommandé que la longueur axiale soit 6 fois le diamètre de la gorge (D_3) [197].

A partir de l'équation de conservation d'énergie, la vitesse du flux de mélange peut être écrite comme suit :

$$c_m = \sqrt{2(h_c - h_d)} = \sqrt{\frac{2(h_{dc, is} - h_d)}{\eta_D}} \quad (3. 42)$$

Les nomenclatures des points « c, d et dc » sont illustrés dans la Figure 3. 8. Le rendement isentropique du diffuseur (η_D) est défini comme suit :

$$\eta_D = \frac{(h_{dc, is} - h_d)}{(h_c - h_d)} \quad (3. 43)$$

Le vapeur est comprimé à une pression très élevée, avec l'hypothèse d'un processus adiabatique réversible dans l'écoulement subsonique à travers le diffuseur. La vitesse à la sortie du diffuseur est supposée nulle, l'élévation de pression dans le diffuseur peut donc être estimée comme suit :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{\eta_D(\gamma - 1)}{2} Ma_3^2 + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3. 44)$$

3.5. La performance de l'éjecteur

La performance d'un éjecteur est généralement définie en termes de rapport de débit massique entre le fluide secondaire et primaire. Ce rapport désigne le taux d'entraînement (ω). L'équation suivante du taux d'entraînement a été définie précédemment dans l'équation (3. 1).

$$\begin{aligned} \omega = \frac{m_e}{m_g} = \frac{c_g}{c_m} - 1 &= \sqrt{\frac{h_g - h_m}{h_c - h_d}} - 1 \\ &= \sqrt{(\eta_N \cdot \eta_D) \left(\frac{(h_g - h_{gm, is})}{(h_{dc, is} - h_d)} \right)} - 1 \end{aligned} \quad (3. 45)$$

Selon Riffat et al., (1998), le taux d'entraînement peut être décrit par le rapport du nombre de Mach entre le flux secondaire et le flux primaire [97].

$$\omega = \frac{Ma_c}{Ma_g} \quad (3. 46)$$

Selon Huang et al. (1999), la position de la buse est un paramètre important. Le paramètre (Dist_x) représente la distance entre la sortie de la buse et l'entrée de la zone à surface constante (section y-y).

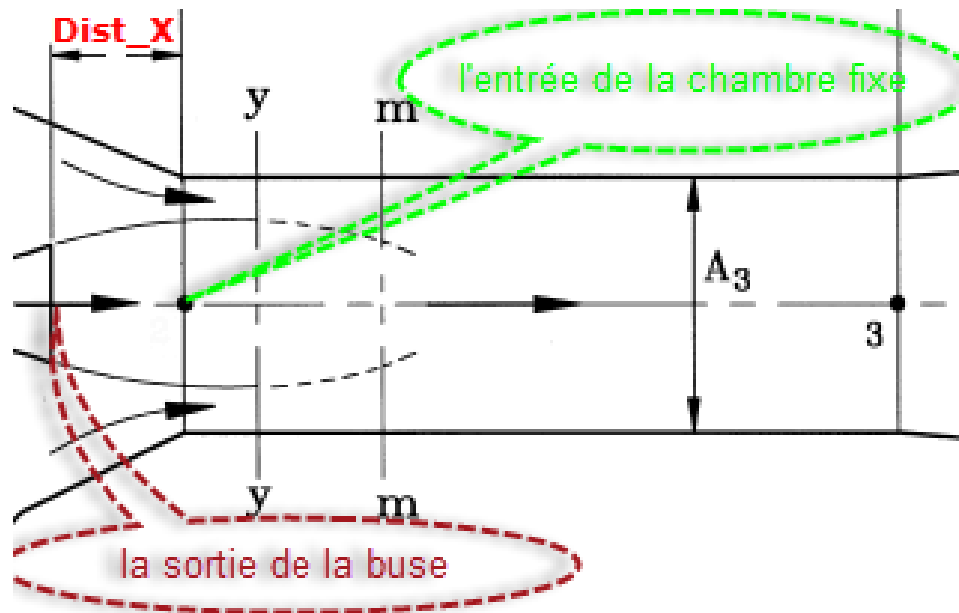
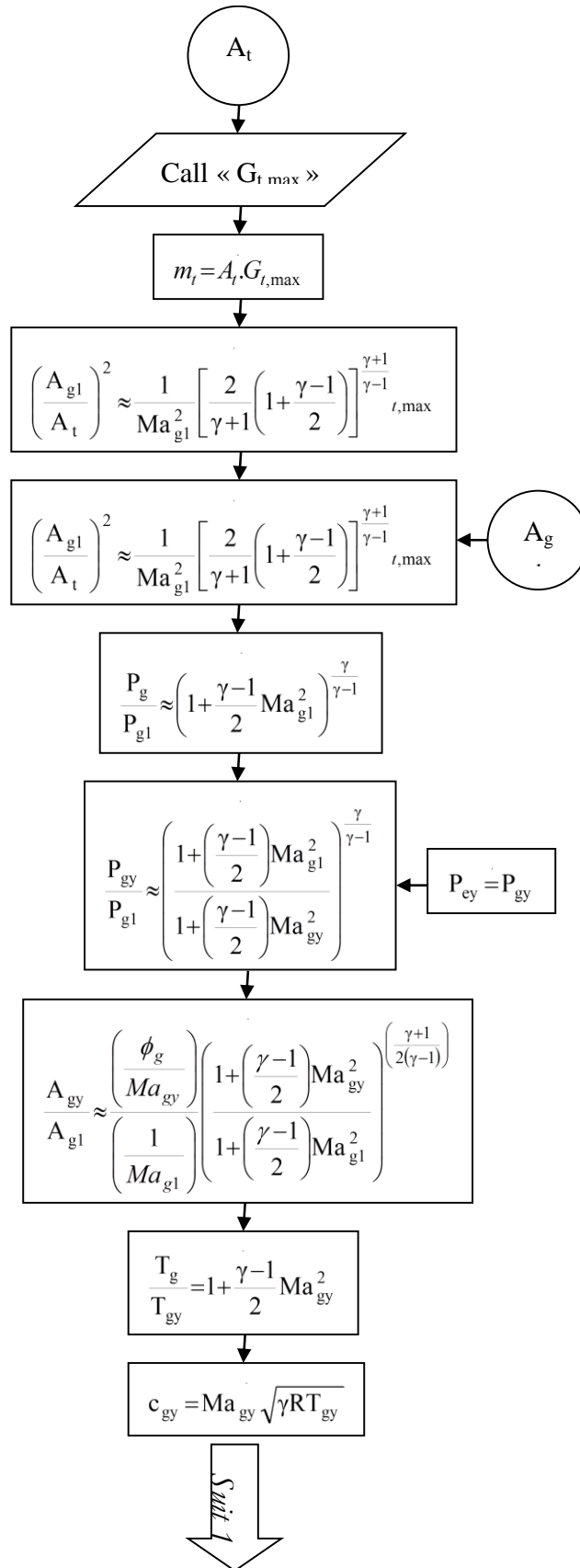


Figure 3. 11: La distance (Dist_X) entre la sortie de la buse et l'entrée de la chambre fixe.

Cette distance (Dist_X) est donnée par l'équation suivante :

$$Dist_X = 1,5 \times D_3 \quad (3. 47)$$

Les équations nécessaires à la conception de l'éjecteur sont illustrées dans l'organigramme à la Figure 3. 12. Cet organigramme résume les différentes étapes de résolution du système d'équations donné ci-dessus. Cet organigramme est utilisé après avoir sélectionné ou calculé le diamètre de la gorge de la buse (D_t) pour le flux primaire. Un programme de calcul en langage Engineering Equation Solver (EES) a été développé pour dimensionner un éjecteur d'une machine de climatisation d'une puissance de 10 (kW).



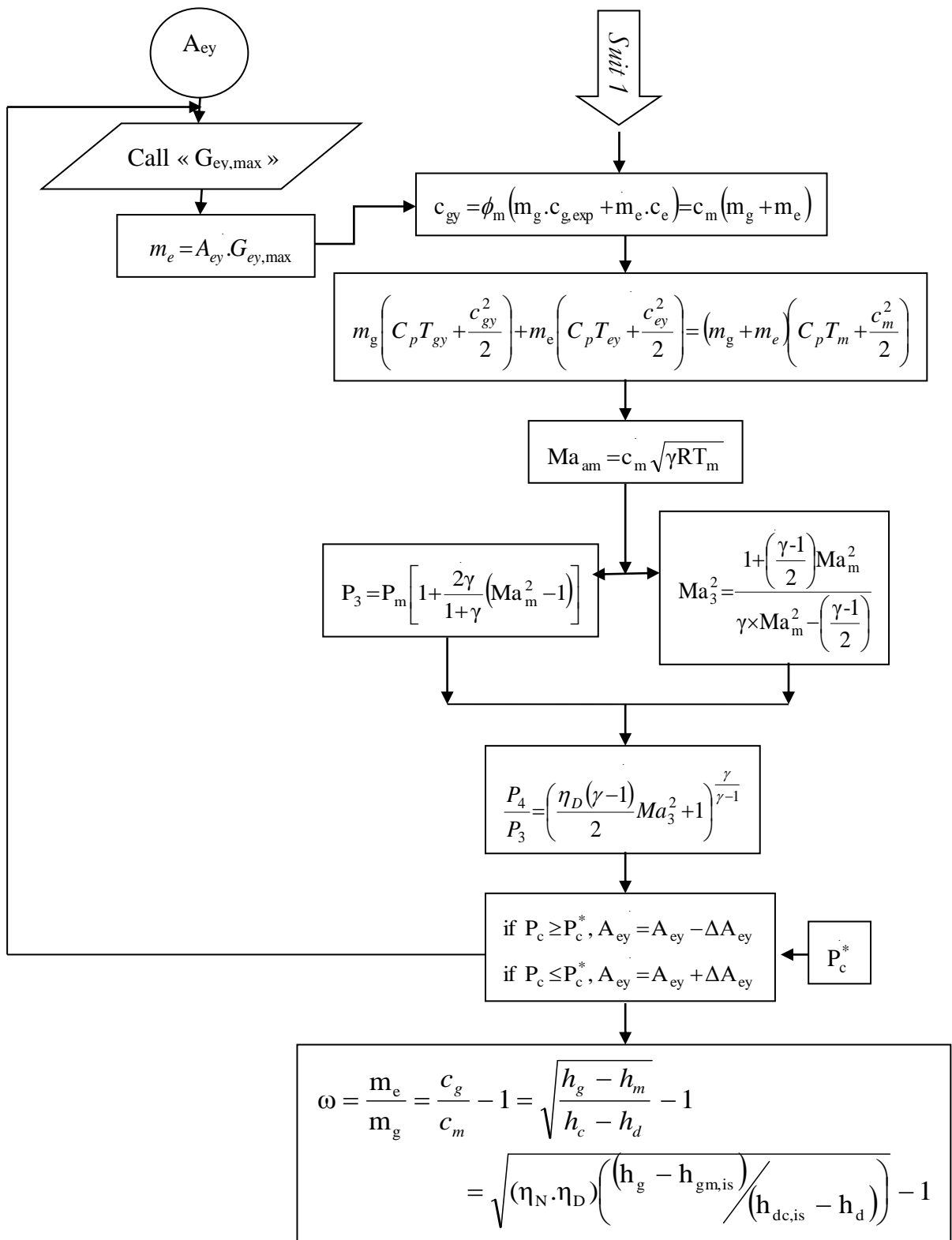


Figure 3. 12: La procédure de calcul de la dimension de l'éjecteur.

L'efficacité et le bon fonctionnement d'une machine de réfrigération solaire à éjecteur dépend largement de la qualité de son design en général et de la réalisation de son éjecteur particulièrement. Le design de l'éjecteur dépend fortement de la pression du condenseur (P_c), cette pression permet de maintenir la bonne fonctionnalité de la machine de climatisation à éjecteur, où la machine fonctionne en mode critique (mode de double étranglement), c.-à-d. le taux d'entraînement (ω) est constant et la pression de condensation (P_c) est inférieure à la pression critique de condensation (P_{c^*}). Le Tableau 3. 3 montre la pression (P_4) du mélange à la sortie du diffuseur et la pression de condensation (P_c) pour les réfrigérants mentionnés dans le Tableau 3. 1.

Tableau 3. 3 : Les pressions « (P_4) et (P_c) » pour les réfrigérants sélectionnés.

Le réfrigérant	La température de génération (T_g) [°C]	La température de condensation (T_c) [°C]	La température d'évaporation (T_e) [°C]	P_4 [Pa]	P_c [Pa]
R141b	120	25	10	78451	78471
R134a	100	25	10	665683	665784
R114	120	25	10	213201	213245
	130			213216	
	140			213217	
R143a	70	25	10	1,262E6	1,262E6
R600	120	25	10	243353	243727
	130			243613	
	140			243649	
	145			243623	
R717	60	30	5	1,167E6	1,167E6
		25	5	1,003E6	
		25	10	1,003E6	
R718	120	25	10	3168	3169
	130			3169	
	140			3168	
	150			3169	
	160			3168	
R290	90	25	10	951913	952208
R245fa	120	25	10	147758	147790
	150			147757	
Méthanol	130	35	10	27365	27365
	120	25	10	16560	16567
	120	25	5	16562	

D'après le Tableau 3. 3, on remarque que la température au niveau du générateur d'une part et la nature du réfrigérant d'autre part influent d'une manière substantielle sur la pression de mélange à la sortie de l'éjecteur.

L'éjecteur est conçu de telle sorte que la pression (P_4) soit à peu près égale à la pression de condensation (P_c) pour parvenir à un mode critique. Sur la base de ce critère ($P_4 \approx P_c$), on présente les résultats de la simulation numérique concernant le diamètre (D_t) du col de la buse de l'éjecteur et le diamètre (D_3) de la chambre à section constante pour chaque réfrigérant et pour différentes conditions opératoires. Les résultats de la simulation sont présentés dans le Tableau 3. 4.

Tableau 3. 4 : Les diamètres « (D_t) et (D_3) » pour les réfrigérants sélectionnés.

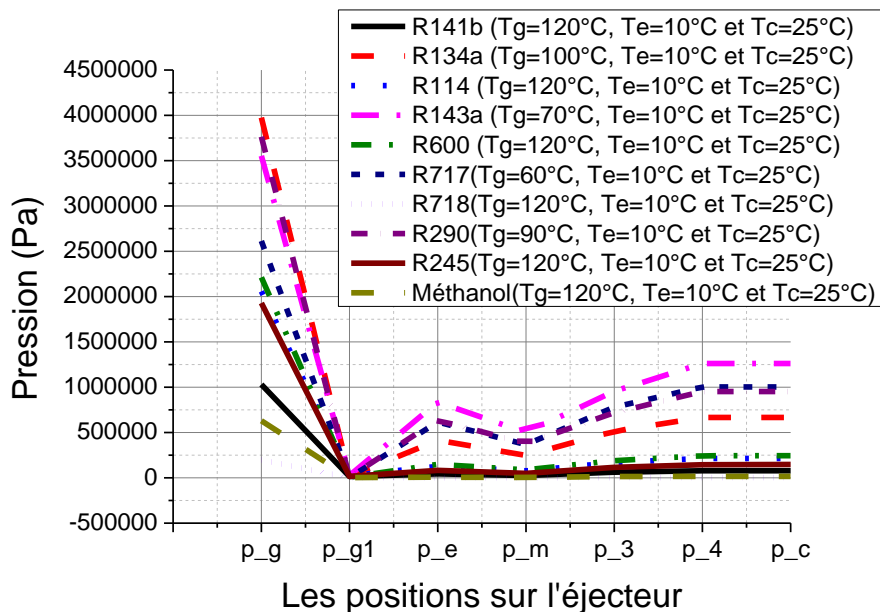
Le réfrigérant	La température de génération (T_g) [°C]	La température de condensation (T_c) [°C]	La température d'évaporation (T_e) [°C]	D_t [m]	D_3 [m]
R141b	120	25	10	0,00278	0,01932
R134a	100	25	10	0,00161	0,00717
R114	120	25	10	0,00256	0,01519
	130			0,00227	0,01509
	140			0,00202	0,01501
R143a	70	25	10	0,0021	0,0056
R600	120	25	10	0,00144	0,00833
	130			0,00128	0,00827
	140			0,00115	0,00823
	145			0,00109	0,00821
R717	60	30	5	0,00194	0,00359
		25	5	0,00134	0,00295
		25	10	0,00104	0,00249
R718	120	25	10	0,00221	0,03446
	130			0,00184	0,03423
	140			0,00155	0,03404
	150			0,00132	0,03388
	160			0,00114	0,03375
R290	90	25	10	0,00123	0,00427
R245fa	120	25	10	0,00223	0,01545
	150			0,00156	0,01521
Méthanol	120	35	10	0,003	0,02357
	120	25	10	0,00169	0,02047
	120	25	5	0,00222	0,0248

Durant la simulation numérique, nous avons calculé la température, la pression et le nombre de Mach tout le long de l'éjecteur pour les réfrigérants sélectionnés dans les conditions décrites dans le Tableau 3. 5.

Tableau 3. 5 : Les réfrigérants et leurs conditions opératoires.

Le réfrigérant	La température de génération (Tg) [°C]	La température de condensation (Tc) [°C]	La température d'évaporation (Te) [°C]											
R141b	120	25	10											
R134a	100	25	10											
R114	120	25	10											
R143a	70	25	10											
R600	120	25	10											
R717	60	25	10											
R718	120	25 </tr <tr> <td>R290</td> <td>90</td> <td>25</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>R245fa</td> <td>120</td> <td>25</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Méthanol</td> <td>120</td> <td>25</td> <td>10</td> </tr>	R290	90	25	10	R245fa	120	25	10	Méthanol	120	25	10
R290	90	25	10											
R245fa	120	25	10											
Méthanol	120	25	10											

Pour illustrer l'influence des différents paramètres sur le fonctionnement de l'éjecteur, la Figure 3. 13 montre l'évolution de la pression le long de l'éjecteur. Après le col de la buse, le fluide subit deux compressions, la première est due à l'onde de choc qui se forme au niveau de la section constante de la chambre fixe de l'éjecteur et la deuxième au niveau du diffuseur de l'éjecteur. Ces résultats sont conformes aux lois de la gazo-dynamique en régime subsonique et supersonique.

**Figure 3. 13:** Evaluation de la pression sur le long de l'éjecteur.

Le nombre de Mach permet de distinguer les régimes subsoniques ($M < 1$), supersonique ($1 \leq M < 5$) et hypersonique ($M \geq 5$). En outre, pour des écoulements à nombre de Mach inférieur à 0.3, le calcul de la vitesse s'opère en considérant le fluide incompressible et le résultat ne diffère pas de plus de 1% de la valeur trouvée

en prenant en compte la compressibilité. C'est la raison pour laquelle on distingue au sein du régime subsonique, la plage des écoulements incompressibles et celle des écoulements où les effets de compressibilité due au mouvement ne peuvent être négligés. La Figure 3. 14 illustre la variation du nombre de mach sur le long de l'éjecteur.

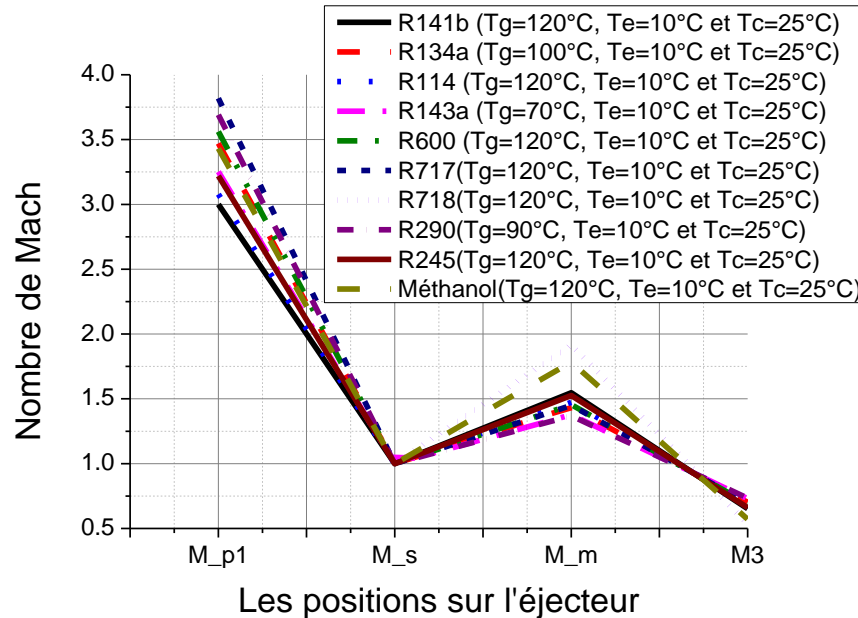


Figure 3. 14: Evaluation du nombre de Mach sur le long de l'éjecteur.

Il y a une relation entre la pression et le nombre de Mach sur le long de l'éjecteur, 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 ; comme nous l'avons vu précédemment, le fluide primaire aspire le fluide secondaire et produit en sortie de l'éjecteur un fluide mixte. Le fluide moteur a une pression totale plus élevée que le fluide secondaire, et a fortiori plus élevée que celle du fluide mixte. Le fluide primaire subit une accélération jusqu'à la gorge de la buse à partir de laquelle le fluide secondaire est aspiré. Quand la vitesse du fluide primaire augmente, sa pression statique diminue, de telle sorte à ce qu'elle devienne inférieure à la pression statique du fluide secondaire, ceci conduit à l'apparition d'aspiration stable du fluide secondaire. Quand les deux fluides primaire et secondaire sont mélangés, ils entrent à grande vitesse (avec une pression dynamique élevée) dans la chambre fixe. Dans

le diffuseur, il y'a une conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression, de telle sorte que la vitesse diminue et la pression statique augmente.

3.6. Conclusion

Nous avons présenté un modèle d'éjecteur fonctionnant à pression constante dans un mode critique. Le modèle étudié permet de calculer le taux d'entraînement (ω) et la performance thermique du sous-système (COP_{EJC}) de climatisation à éjecteur en fonction des conditions opératoires des équipements de l'installation frigorifique et les caractéristiques thermodynamiques des réfrigérants utilisés.

CHAPITRE 4 :

**CALCUL DES CHARGES DE
CLIMATISATION**

4. CALCUL DES CHARGES DE CLIMATISATION

La technologie de la réfrigération et de la climatisation connaît un développement important en termes d'applications dans de nombreux domaines et industries. Ce qui oblige les travailleurs dans ce domaine à connaître les règles, les fondements et les lois de cette technologie. Ce chapitre contient une étude de cas de calcul des charges de climatisation d'un hall pédagogique située au niveau du département de génie mécanique de l'université Saad DAHLAB, Blida 1, Algérie. Lors de cette étude, on s'est basé sur des critères réalistes pour effectuer le dimensionnement de la machine de climatisation qui sera utilisée pour rafraichir le hall durant les périodes de forte demande (soutenances, conférences, etc.).

4.1. Données du site de Blida

Les informations géographiques et astronomiques de la ville de Blida sont listées dans le Tableau 4. 1.

Tableau 4. 1: Les coordonnées géographiques et astronomiques.

nom de la ville	Blida, Algérie
longitude	2,83 °E
latitude	36,47 °N
élévation	272 m
Albédo	0,17
Température extérieure de calcul de chauffage	6,7 °C
Température extérieure de calcul de climatisation	29,6 °C
Amplitude des températures du sol	14,1 °C
Pression atmosphérique à 272 mètres	98110 Pa

Les données climatiques de la région de Blida pendant l'année sont illustrées dans le Tableau 4. 2.

Tableau 4. 2 : Les données climatiques de la région de Blida pendant l'année.

mois	Température de l'air (°C)	Humidité relative (%)	Rayonnement solaire quotidien-horizontale (kWh/m ² /j)	Pression atmosphérique (KPa)	Vitesse de vent (m/s)	Température de sol (°C)	Degrés-jours de chauffage (°C-j)	Degrés-jours de climatisation (°C-j)
1	11.2	64.4%	2.57	97.7	3.9	11.8	212	36
2	11.6	63.7%	3.47	97.6	4.0	12.6	179	45
3	13.3	61.9%	4.68	97.4	4.0	14.8	146	102
4	15.4	57.9%	5.80	97.1	4.0	17.2	80	161
5	18.6	58.5%	6.51	97.1	3.4	21.0	0	268
6	22.9	53.7%	7.26	97.2	3.5	25.8	0	386
7	25.7	52.1%	7.26	97.2	3.7	28.8	0	487
8	26.2	54.2%	6.51	97.2	3.5	28.9	0	503
9	23.5	58.0%	5.34	97.3	3.4	25.8	0	405
10	20.1	59.2%	3.82	97.4	3.4	21.5	0	312
11	15.7	61.6%	2.69	97.4	3.8	16.6	69	171
12	12.6	63.4%	2.23	97.6	4.0	13.2	167	81

4.2. Données de conception

Le Tableau 4. 3 présente les caractéristiques de conception de la salle.

Tableau 4. 3 : Les dimensions de la salle de soutenance

Nombre d'occupants	40
les dimensions de la salle	4,1m X 12,8m X 7m
Plancher de 15 cm	En béton de sable avec une chape de ciment.
Plafond de 20 cm	En béton de sable, le plafond est de couleur blanche des deux côtés, le local ci-dessus le plafond est non conditionné
02 portes de 7m ²	En bois
Fenêtres orientées au nord de 5,12 m ²	En bois
Eclairage fluorescent	30 lampes de 36 W, la durée d'éclairage est 9 heures
Apport de chaleur par les équipements	On suppose qu'il y a deux ordinateurs avec une imprimante et un data show

4.3. Calcul des charges de climatisation

Les critères utilisés sont : l'occupation, les consignes de température intérieure et extérieure, le besoin d'humidification et de déshumidification et la charge interne liées aux équipements intérieurs

4.3.1. Les charges des parois

Le calcul du bilan thermique de climatisation permet de déterminer la puissance de la machine qui pourra répondre aux critères demandés. Le Tableau 4. 4 présente les conditions physiques de conception.

Tableau 4. 4 : Les conditions physiques de conception.

à l'extérieure de la salle	La température sèche (db)	42 °C
	La température humide (wb)	26 °C
	Humidité relative (RH)	24%
	Humidité spécifique (SH)	0,014 kg eau/kg air hum
à l'intérieure de la salle	La température sèche	25 °C
	La température humide	18 °C
	Humidité relative (RH)	50%
	Humidité spécifique (SH)	0,010 kg eau/kg air hum

Le coefficient global de transfert de chaleur des parois murales est calculé comme suit :

$$U_{gw} = \left(\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + 2 \frac{X_p}{K_p} + \frac{X_w}{K_w} \right)^{-1} \quad (4. 1)$$

Où, (h_{int}) est le coefficient de transfert de chaleur par convection interne ($W/m^2 K$), (h_{ext}) est le coefficient de transfert de chaleur par convection externe ($W/m^2 K$), (X_w) est l'épaisseur des parois murales (m), (X_p) est l'épaisseur du revêtement de parois murales (m), (K_w) est le coefficient de transfert de chaleur par conduction pour les parois murales ($W/m.K$) et (K_p) est le coefficient de transfert de chaleur par conduction pour le revêtement des parois murales ($W/m.K$).

La charge de parois murales est donnée comme suit :

$$Q_w = A_w U_{gw} \Delta T \quad (4. 2)$$

La charge de fenêtres est donnée comme suit :

$$Q_{Fe} = A_{Fe} U_{gFe} \Delta T \quad (4. 3)$$

La charge de portes est donnée comme suit :

$$Q_{Po} = A_{Po} U_{gPo} \Delta T \quad (4. 4)$$

On suppose que le plancher du sol est en béton isolé. La charge du Plancher est donnée comme suit :

$$Q_{Pl} = A_{Pl} U_{gPl} \Delta T \quad (4. 5)$$

On suppose que la toiture plate est en béton isolée. La charge de la toiture est donnée comme suit :

$$Q_{Toi} = A_{Toi} U_{Toi} \Delta T \quad (4. 6)$$

Donc la charge totale des parois est :

$$Q_{Tot-P} = Q_w + Q_{Fe} + Q_{Po} + Q_{Pl} + Q_{Toi} \quad (4. 7)$$

4.3.2. Les charges des occupants

La chaleur sensible apportée par les occupants de la salle est donnée comme suit :

$$Q_{sen-occ} = n \times q_{sen-occ} \times (D.F.) \quad (4. 8)$$

La chaleur latente dégagée par les occupants de la salle est donnée comme suit :

$$Q_{lat-occ} = n \times q_{lat-occ} \times (D.F.) \quad (4. 9)$$

Où, (n) est le nombre de personnes, (D.F.) est le facteur de diversité. Dans notre cas, nous prendrons (D.F.) égal à 0,8. ($q_{sen-occ}$) et ($q_{lat-occ}$) respectivement sont la chaleur sensible et la chaleur latente pour une seule personne, on suppose que les occupants sont au repos.

4.3.3. Les charges d'éclairage

Les charges d'éclairage sont calculées à partir de l'équation suivante :

$$Q_{Lampe} = N \times P_{lampe} \times F_{lampe} \times (D.F.) \quad (4. 10)$$

Où, (N) est le nombre des lampes dans la salle, (P_{lampe}) est la puissance d'une lampe et (F_{lampe}) est un coefficient selon le type de la lampe.

4.3.4. Les charges d'aération

Les charges totales d'aération sont calculées par l'équation suivante :

$$Q_{a\acute{e}r} = \frac{ACH \times V_{salle} \times \Delta h}{3600 \times v_0} \quad (4. 11)$$

Où, (ACH « Air Changes Calculation ») est le taux de changement horaire de l'air, nous prendrons (ACH=3), (V_{salle}) est le volume de la salle, (v_0) est le volume spécifique de l'air extérieur en (m^3/Kg), et (Δh) représente la différence d'enthalpie entre l'état chaud et l'état froid, nous pouvons calculer cette différence sur la base du diagramme psychrométrique de l'air.

De plus, la charge d'aération est composée d'une partie latente et d'une autre partie sensible. Ces deux parties sont déterminées à partir du diagramme psychrométrique.

$$Q_{a\acute{e}r} = Q_{a\acute{e}r-lat} + Q_{a\acute{e}r-sens} \quad (4. 12)$$

L'analyse de charges de climatisation est présentée dans le tableau 4. 5.

Tableau 4. 5 : L'analyse de charges de climatisation.

Le type de charge	Charge sensible (KW) Q_{Sens}	Charge latente (KW) Q_{lat}	Charge totale (KW) Q_{totale}	Pourcentage %
Parois (Q_{Tot-P})	13,96576205	/	13,96576205	49,45336604
occupants	2,4	1,28	3,68	13,03103879
Eclairage	1,8	/	1,8	3,824326602
aération	6,176081425	3,338422392	9,514503817	33,69126857
	23,62184347	4,618422392	28,24026587	100

Donc, le facteur de chaleur sensible de la salle est :

$$SHF = \frac{Q_{a\acute{e}r-sens}}{Q_{a\acute{e}r}} \quad (4. 13)$$

La valeur de ce facteur est égale à 0,83645967 et la charge de climatisation de la salle égale à 28,25 (kW), donc la puissance totale à installer est égale à 30 (kW).

4.4. Conclusion

La capacité de refroidissement est liée à plusieurs facteurs tels que : la température ambiante (T_{amb}), la température intérieure du local, les caractéristiques thermiques des parois, des fenêtres, l'orientation du local, le nombre d'occupants.

CHAPITRE 5 :

**SIMULATION DYNAMIQUE D'UNE
MACHINE DE CLIMATISATION
SOLAIRE A EJECTEUR**

5. SIMULATION DYNAMIQUE D'UNE MACHINE DE CLIMATISATION SOLAIRE A EJECTEUR

Les caractéristiques de la demande de refroidissement sont dépendantes du site de l'implantation de la machine de climatisation solaire à éjecteur. De plus, la performance du système de refroidissement dépend du sous-système de refroidissement et de l'efficacité thermique du convertisseur solaire. Pour assurer le refroidissement pour une application spécifique, le cycle de refroidissement approprié doit être choisi de manière à satisfaire d'une part les caractéristiques de refroidissement et d'autre part le niveau de température souhaité. Le collecteur solaire approprié doit également être sélectionnée afin de fournir la température de fonctionnement requise par le cycle choisi de réfrigération .

Dans cette thèse, nous avons étudiés deux concentrateurs solaires linéaires comme convertisseurs de l'énergie solaire en énergie thermiques. Ces deux collecteurs sont : le concentrateur linéaire cylindro-parabolique (PTC) et le concentrateur linéaire de Fresnel (LFR).

D'après la Figure 5. 1, on remarque que la machine de climatisation solaire comporte trois sous-systèmes : le sous-système de concentration solaire, le sous-système de climatisation à éjecteur et l'enceinte climatique.

Les concentrateurs solaires linéaires (CPC ou LFR) permettent de convertir l'énergie solaire en énergie thermique. Cette énergie permet de produire de la vapeur à haute température et à haute pression dans le générateur. Au niveau de l'éjecteur, la vapeur produite dans le générateur est considérée comme flux primaire ou moteur (FP). Le flux primaire à grande vitesse entraîne le flux secondaire (FS) en provenance de l'évaporateur et se mélangent au niveau de la chambre de mélange à pression constante. Après la zone de mélange, le mélange du flux primaire et secondaire subit une première compression à travers une onde de choc et une deuxième compression à travers le diffuseur de l'éjecteur. La pression de sortie de l'éjecteur s'adapte à la pression régnant au niveau du condenseur .

Pour obtenir une pression (P_4) à la sortie du diffuseur égale à la pression du condenseur (P_c), on doit faire varier les dimensions de l'éjecteur à savoir les diamètres du col (D_t) et de la section de mélange (D_3).

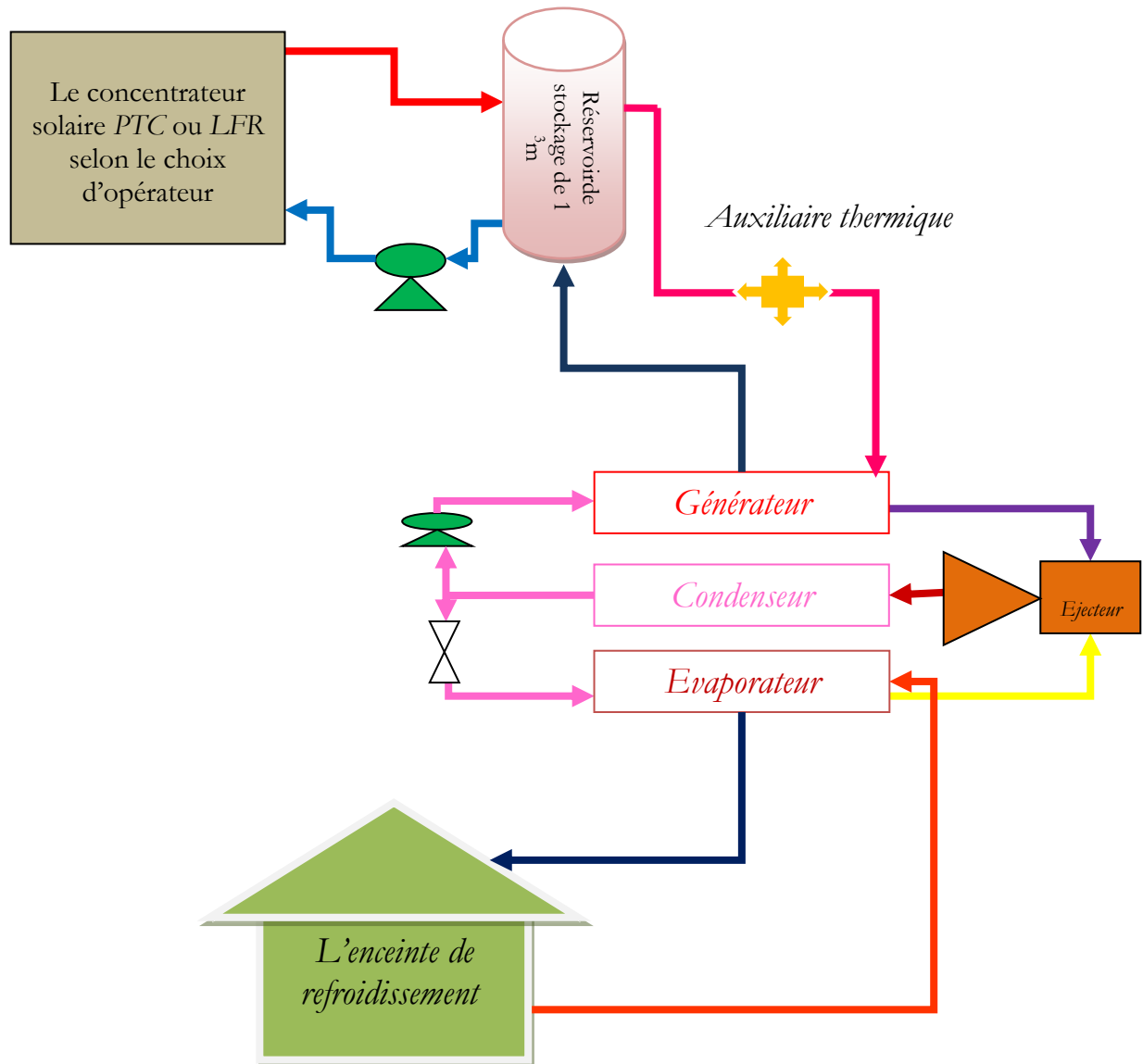


Figure 5. 1 : Schéma de la machine de climatisation solaire à éjecteur.

A la sortie de condenseur une partie du fluide frigorigène passe dans l'évaporateur à travers un détendeur pour produire l'effet frigorifique (boucle frigorifique) tandis que le reste du liquide retourne au générateur par l'intermédiaire d'une pompe de circulation (boucle motrice).

5.1. Système de captation solaire

Le système de captation solaire contient un concentrateur solaire (CPC ou LFR), une pompe, un réservoir de stockage, un chauffage d'appoint et le générateur du sous-système de réfrigération. Lorsque le rayonnement solaire est insuffisant, un système de chauffage d'appoint (auxiliaire) permet de compenser le déficit thermique induit par le système de captation solaire. Le système de chauffage d'appoint, placé entre le réservoir de stockage et le collecteur solaire fonctionne lorsque la température du fluide provenant du réservoir de stockage est inférieure à la température de consigne du générateur.

Pour le réservoir de stockage, la quantité de chaleur stockée (Q_s) par la chaleur sensible à température uniforme est proportionnelle d'une part à la différence de température (ΔT_s) entre les états final et initial et d'autre part à la capacité calorifique et à la masse de liquide de stockage. La capacité (Q_s) est donnée par :

$$Q_S = (M \times C_P)_S \times \Delta T_S \quad (5. 1)$$

Où, (M) est la masse du liquide stocké (Kg).

Le bilan énergétique du réservoir de stockage est donné comme suit :

$$(MC_P)_S \frac{dT_S}{dt} = Q_u - Q_L - Q_i \quad (5. 2)$$

Avec (Q_u) est l'énergie utile transmise au fluide stockée, (Q_i) est l'énergie soutirée du réservoir et transmise au générateur ($Q_i=Q_g$), et (Q_L) représente les pertes thermiques du réservoir de stockage vers l'environnement. Les pertes thermiques du réservoir sont calculées comme suit :

$$Q_L = (U_A)_S \times (T_S - T_{amb}) \quad (5. 3)$$

Où (U_A)_S est le coefficient des pertes thermique du réservoir de stockage (W/K), et (T_{amb}) est la température de l'environnement où se trouve le réservoir (K).

En utilisant la méthode de différences finies, alors l'équation (5. 2) devient [199]:

$$(MC_P)_S \frac{T_{S-n} - T_S}{\Delta t} = Q_u - Q_l - (U_A)_S (T_S - T_{amb}) \quad (5. 4)$$

Donc,

$$T_{S-n} = T_S + \left(\frac{\Delta t}{(MC_P)_S} \right) (Q_u - Q_l - (U_A)_S (T_S - T_{amb})) \quad (5. 5)$$

La variation de la température de stockage dépend de la variation journalière de la température ambiante et de l'éclairement solaire.

Dans cette étude, nous avons utilisé l'eau comme fluide caloporteur et l'huile Therminol-VP1 comme liquide de stockage. La capacité de stockage du réservoir d'huile est égale à 1000 Litres [14].

5.2. Système de refroidissement à éjecteur

Le sous-système de climatisation contient un générateur, un éjecteur, un condenseur, un détendeur, un évaporateur et une pompe. Les équations mathématiques de ce sous-système sont bien détaillées dans le chapitre 3. Les fluides frigorigènes utilisés dans cette étude et les conditions opératoires des éléments de ce sous-système sont présentées dans la Figure 5. 1.

Tableau 5. 1 : Les réfrigérants sélectionnés pour la simulation dynamique.

Le réfrigérant	La température de génération (Tg) [°C]	La température de condensation (Tc) [°C]	La température d'évaporation (Te) [°C]
R141b	120	25 °C (Température intérieure de la salle) +7 = 32	10
R134a	80		
R114	120		
R143a	50		
R600	120		
R717	60		
R718	100		
R290	70		
R245fa	120		
Méthanol	100		

Les performances du sous-système à éjecteur sont fortement dépendantes des caractéristiques thermodynamiques du réfrigérant utilisé. Les prédictions effectuées sur le système de climatisation solaire à éjecteur permettent la représentation du cycle frigorifique sur le diagramme (P-h) pour déterminer le bilan énergétique de la machine.

5.3. L'enceinte de refroidissement

L'enceinte de refroidissement est un hall pédagogique. La capacité de climatisation pour cette salle est 30 (kW). Pour la refroidir, nous nous appuyerons sur deux machines de climatisations solaires à éjecteur, la puissance de chaque une égale à 15 (kW).

5.4. Simulation dynamique de la machine

Le dimensionnement de la machine est effectué en supposant que l'éjecteur fonctionne en régime critique, et le modèle de mélange des deux flux primaire et secondaire est à pression constante. L'écoulement du fluide dans l'éjecteur est supposé unidimensionnel et les pertes lors de la détente du fluide mixte (primaire et secondaire) dans le diffuseur sont prises en compte à l'aide du rendement isentropique (η_D). Les bilans énergétiques sur les éléments de chaque sous-système ont été appliqués selon les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

La puissance frigorifique est égale à ($Q_e = 15$ kW). Les caractéristiques thermodynamiques des réfrigérants sélectionnés sont évaluées à l'aide du logiciel EES. La Figure 5. 2 montre les entrées et les sorties du modèle global d'un sous-système de climatisation solaire à éjecteur.

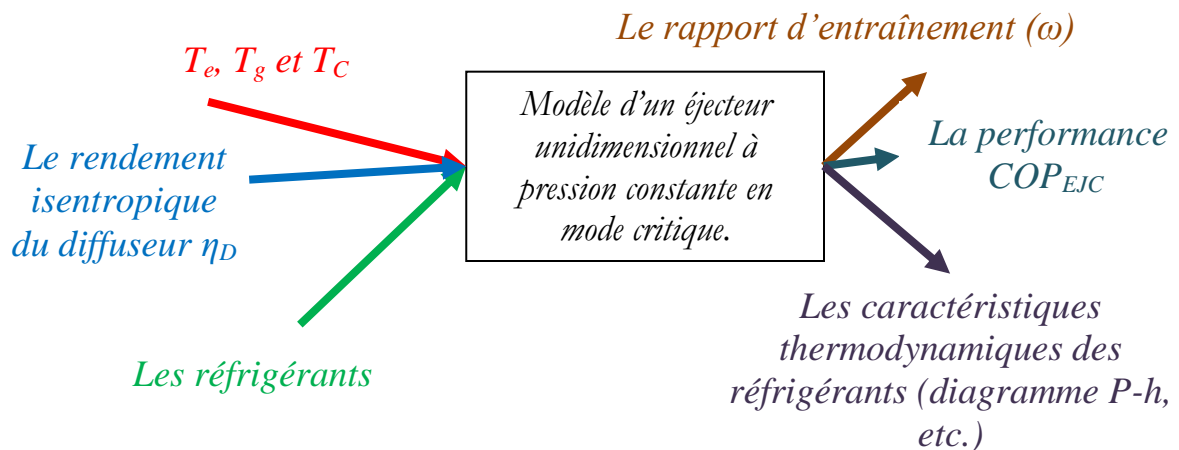


Figure 5. 2 : Entrées-sorties du modèle global d'un sous-système de climatisation à éjecteur.

D'après ce modèle, nous avons étudié les impacts des conditions opératoires (T_c , T_e , T_g , etc.) et des paramètres géométriques de l'éjecteur sur les performances de la machine.

La performance (COP_{sys} ou STR « system thermal ratio ») de la machine de climatisation solaire à éjecteur est donnée par :

$$COP_{sys} = STR = \frac{Q_e}{DNI \times A_c} = \frac{Q_e}{Q_g} \times \frac{Q_g}{DNI \times A_C} = COP_{EJC} \times \eta_{CS} \quad (5. 6)$$

Avec le DNI est le rayonnement solaire direct (w/m^2), A_c est la surface réfléchissante du rayonnement solaire (m^2), Q_e est la quantité de chaleur extraite de l'évaporateur (W) et Q_g est la quantité de chaleur apportée au générateur (W).

5.4.1. Les conditions climatiques de la région de Blida

La ville de Blida est caractérisée par un climat chaud et tempéré. Les Figures (de la Figure 5. 3 à la Figure 5. 8) représentant les conditions climatiques annuelles de la région de Blida.

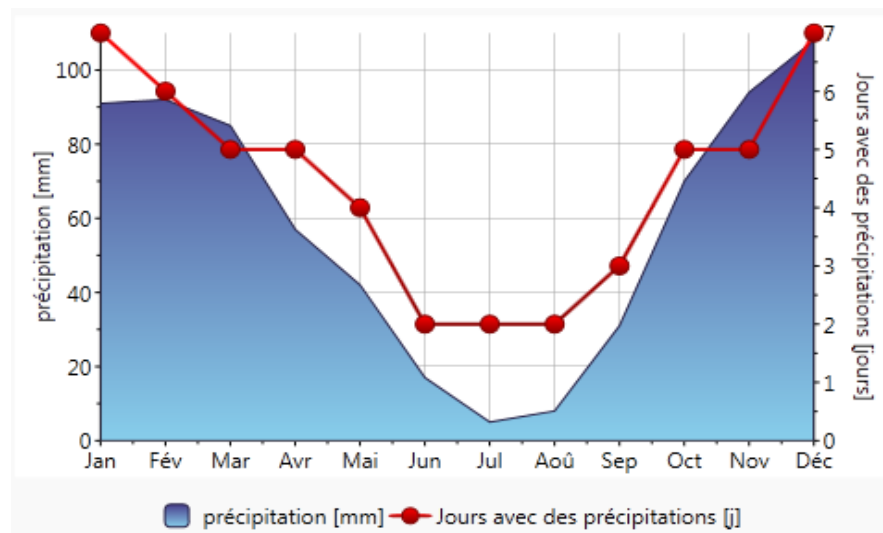


Figure 5. 3 : Evolution annuelle de la précipitation.

Selon la Figure 5. 3, les précipitations en été dans la ville de Blida sont moins importantes qu'elles ne le sont en hiver et le mois de Juillet est considéré comme le mois le plus sec avec uniquement 2 (mm). Par contre, le mois de Décembre est le

mois où on enregistre le plus haut taux de précipitations où la moyenne des précipitations durant ce mois avoisine les 90 [mm].

La Figure 5. 4 montre que le nombre d'heures d'insolation journalière dans la ville de Blida est important, il est supérieur à 10 heures en hiver et atteint durant l'été à 14 heures d'insolation.

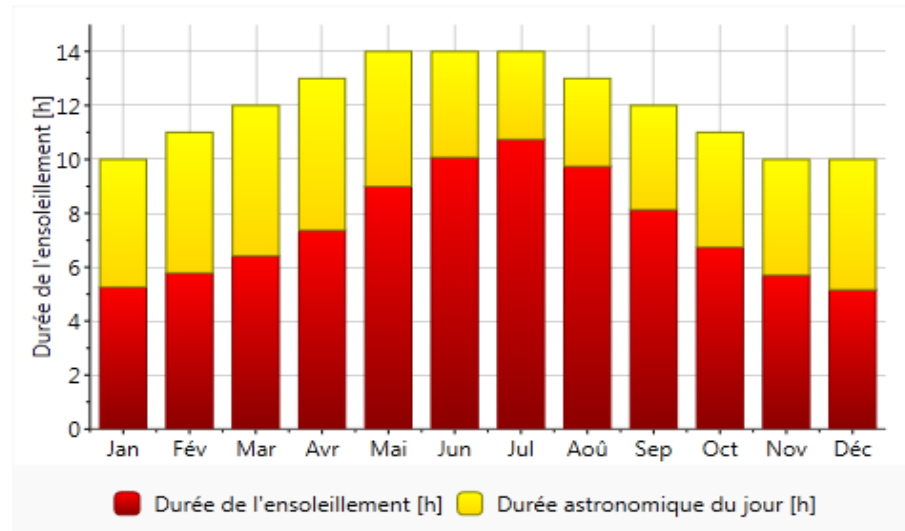


Figure 5. 4 : Evolution annuelle de la durée de l'ensoleillement.

D'après les Figures (de Figure 5. 4 à Figure 5. 6), on peut dire que la ville de Blida possède un gisement solaire très important qui nécessite une exploitation rationnelle et durable.

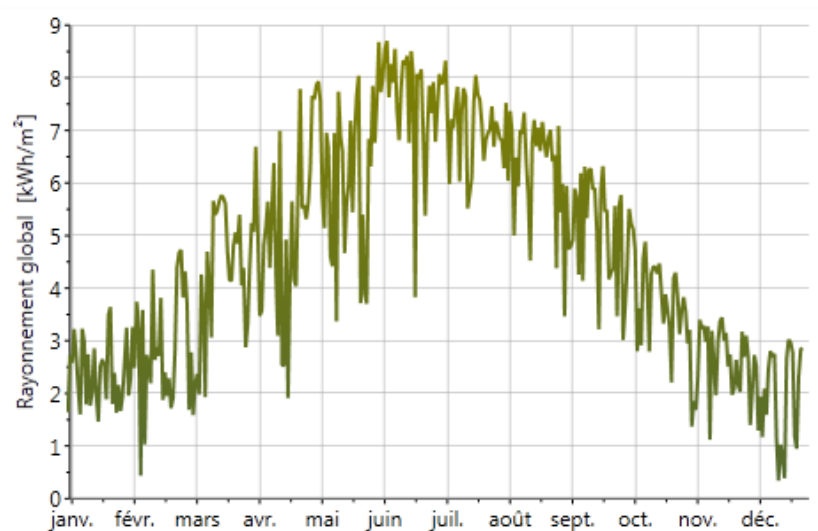


Figure 5. 5 : Evaluation annuelle des rayonnements solaires globaux.

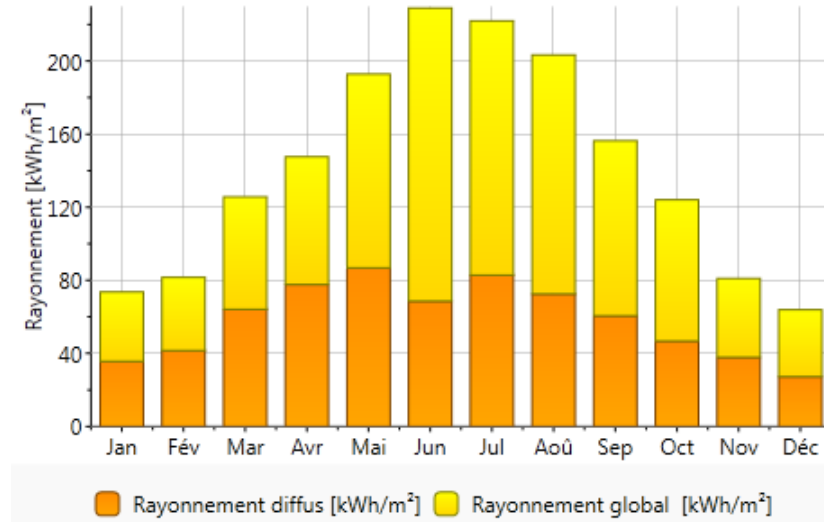


Figure 5. 6 : Evolution annuelle des rayonnements solaires diffus.

Selon les Figures (de Figure 5. 7 à Figure 5. 8), les températures maximales en été peuvent atteindre à 40°C et cela pendant des très longues périodes. Par contre en hiver, les températures sont très basses car elles peuvent atteindre 1°C pendant le mois de janvier. La moyenne annuelle de la température ambiante à Blida est de 17°C.

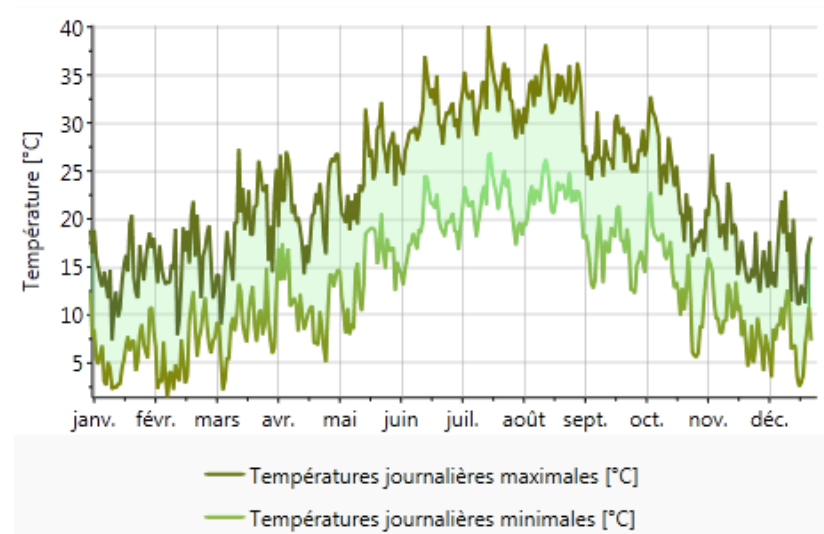


Figure 5. 7 : Evolution annuelle des températures ambiantes.

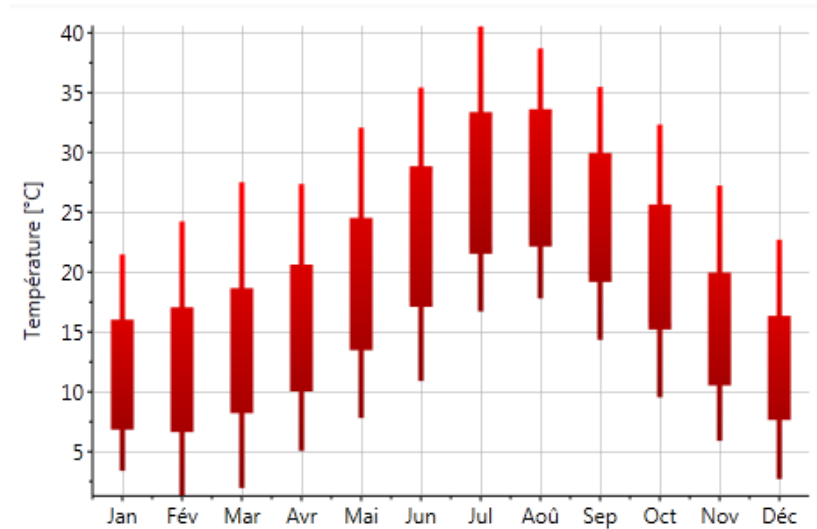


Figure 5. 8 : Les valeurs limites mensuelles de la température ambiante.

La Figure 5. 9 montre l'évolution du rayonnement solaires direct (DNI) reçus sur une surface horizontale située à Blida pour la journée du 08 Juillet 2015. Le rayonnement solaire direct atteint des valeurs maximales durant la période s'étalant de 09 :00 à 16 :00. Par contre les valeurs minimales sont enregistrées au cours du lever et du coucher du soleil.

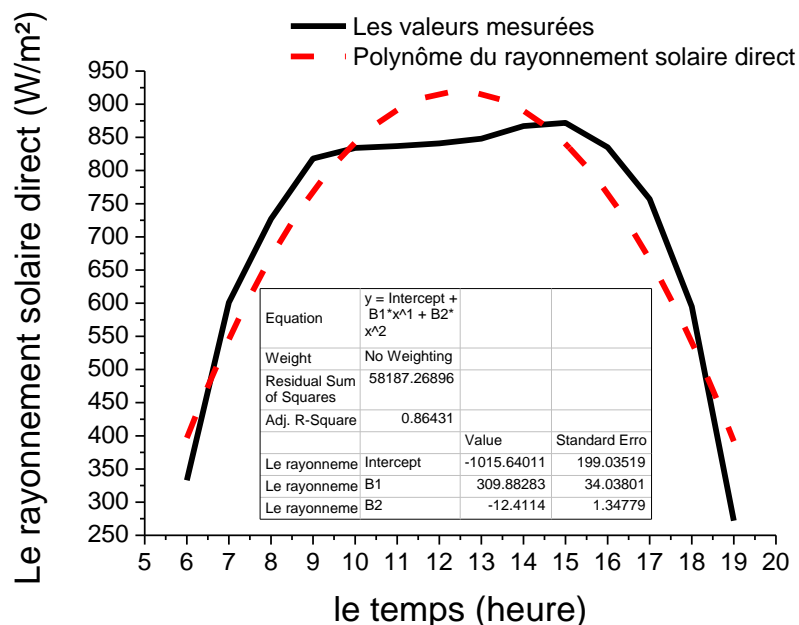


Figure 5. 9 : Evolution des rayonnements solaire direct pour la journée du 08 juillet 2015.

Pendant une journée ensoleillée, le rayonnement solaire direct reçu par les concentrateurs solaires augmente du lever du soleil jusqu'à atteindre une valeur maximum à la mi-journée avant de diminuer à nouveau jusqu'à atteindre une valeur nulle au coucher du soleil. Ainsi, l'utilisation de l'énergie solaire est bien adaptée aux applications pour lesquelles les besoins coïncident avec les heures les plus ensoleillées du jour.

Figure 5. 10 illustre la variation de la température ambiante et de la vitesse du vent à Blida pour la journée du 08 juillet 2015.

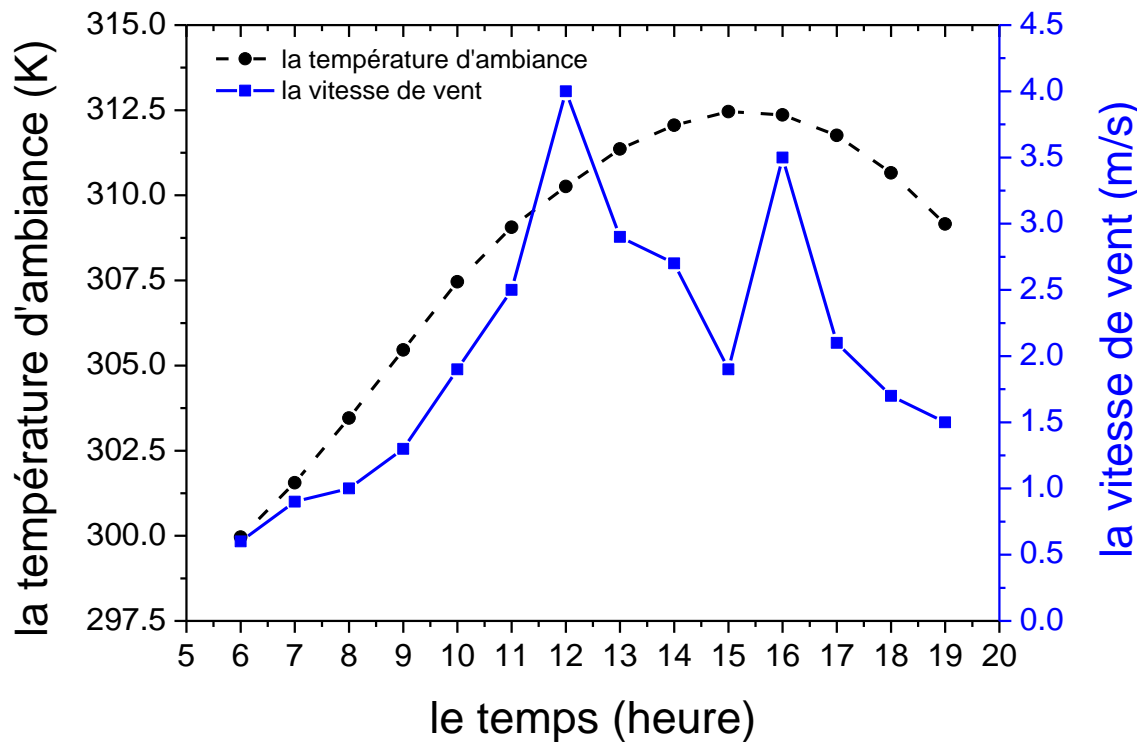


Figure 5. 10 : Evolution de la température ambiante et de la vitesse du vent pour la journée de 08 juillet 2015.

5.4.2. Evaluation d'efficacités des concentrateurs solaires

La Figure 5. 12 présente l'évolution de la température du tube absorbeur, du fluide caloporteur et de la vitre en fonction du temps pour la journée du 08 juillet 2015 dans la région de Blida. Les calculs ont été menés pour deux types de concentrateurs solaires linéaires (PTC et LFR) dont les caractéristiques optiques et géométriques sont regroupées dans les tableaux (du tableau 5. 2 au tableau 5. 4).

Tableau 5. 2 : Les caractéristiques géométriques des concentrateurs (PTC et LFR).

Caractéristique géométrique	Valeur [mm]
<u>Nombre des tubes absorbeurs</u>	4
Diamètre extérieur de l'absorbeur ($D_{A,ext}$)	22
Diamètre intérieur de l'absorbeur ($D_{A,int}$)	20
Diamètre extérieur de la vitre ($D_{V,ext}$)	26
Diamètre intérieur de la vitre ($D_{V,int}$)	23,5
Longueur de miroir (L)	12270
largeur de miroir (l)	1100
La distance focale	1300
Orientation	Est-Ouest

Tableau 5. 3 : Les caractéristiques optiques du concentrateur PTC.

Le concentrateur cylindro-parabolique	
Paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale ($\sigma_{optique}$)	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,92
Transmissivité de la vitre	0,945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur (α)	0,94
L'émissivité du tube absorbeur (ϵ_A)	0,12
L'émissivité de la vitre (ϵ_V)	0,935

Tableau 5. 4 : Les caractéristiques optiques du concentrateur LFR.

Le concentrateur cylindro-parabolique	
Paramètre	Valeur
erreur optique moyenne globale ($\sigma_{optique}$)	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir (ρ_m)	0,85
Transmissivité de la vitre	0,945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur (α)	0,8
L'émissivité du tube absorbeur (ϵ_A)	0,12
L'émissivité de la vitre (ϵ_V)	0,935

La variation du rendement optique et thermique des concentrateurs est représentée sur la Figure 5. 11.

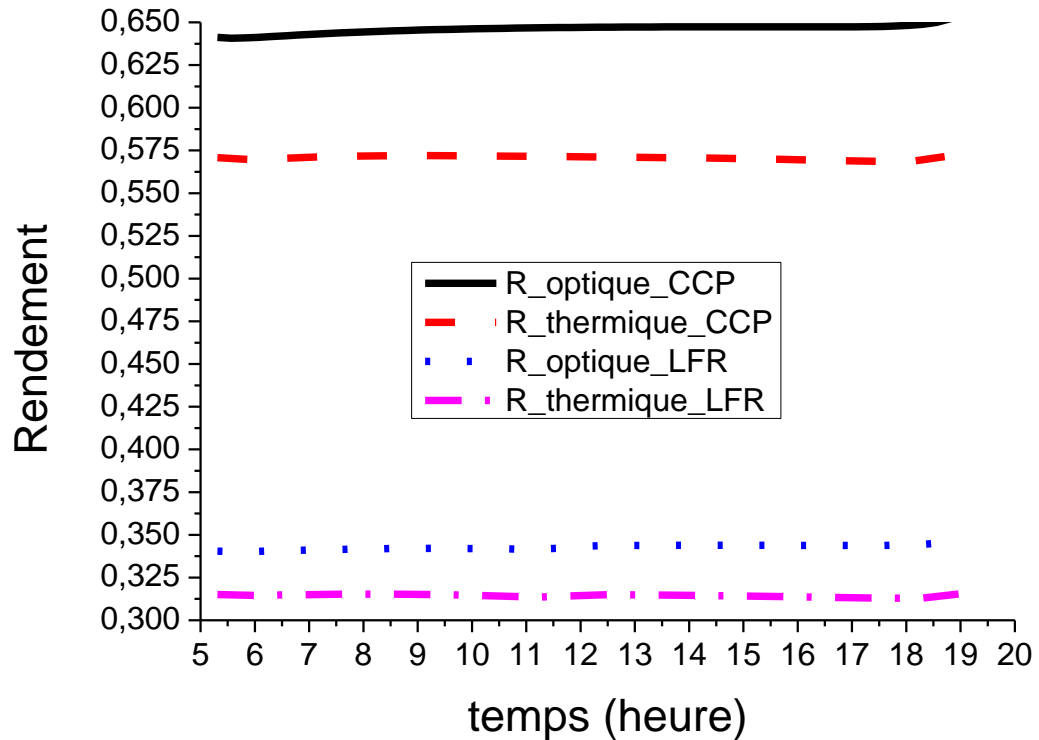


Figure 5. 11 : Evolution des rendements optiques et thermiques.

D'après la Figure 5. 11, on constate que le rendement thermique et optique du concentrateur cylindro-parabolique avoisine 57 % et 64 respectivement. Quant au concentrateur linéaire de Fresnel, les rendements (thermique et optique) sont de l'ordre de 31%, et 34 % respectivement. Malgré que les rendements optiques et thermiques du concentrateur linéaire de Fresnel soient inférieurs d'environ 30 % par rapport aux rendements du collecteur cylindro-parabolique, leurs coûts sont nettement inférieurs à ceux du concentrateur cylindro-parabolique. De plus les contraintes mécaniques induites par la force du vent sont réduites dans le cas des concentrateurs LFR par rapport aux concentrateurs CCP à cause de la forme plane des miroirs réfléchissants.

Les variations de la température du tube absorbeur du fluide à la sortie de l'absorbeur solaire et de la vitre sont représentées sur la Figure 5. 12. Pour le concentrateur cylindro-parabolique, Le fluide (eau) qui circule à l'intérieur des tubes absorbeurs est chauffé à une température d'environ 450 K. Quant au réflecteur linéaire de Fresnel, la vapeur d'eau à la sortie des tuyaux est chauffée à une température d'environ 405 K. Le fluide caloporteur (vapeur d'eau) est ensuite pompé

vers un échangeur (réservoir de stockage) afin de produire de la vapeur surchauffée nécessaire au fonctionnement de l'éjecteur.

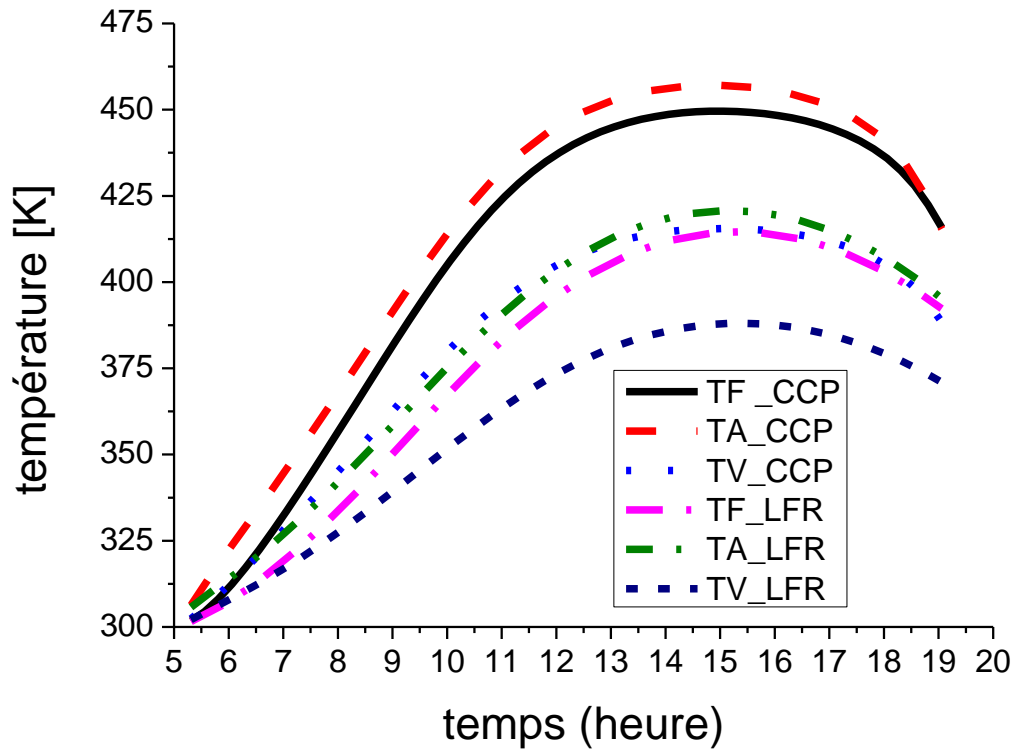


Figure 5. 12 : Evolution des températures (Absorbeur : T_A , Fluide : T_F et Vitre : T_V).

Le rendement optique et thermique des concentrateurs solaire dépend de plusieurs facteurs, tels que : la forme géométrique de la surface réfléchissante, les propriétés optiques des composantes du concentrateur, l'angle d'inclinaison du concentrateur et le taux de concentration. Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et radiation) sont pris en compte lors du calcul des coefficients de performance du collecteur solaire, et cela à cause des pertes importantes par convection et par conduction entre le tube absorbeur et l'ambiance.

La variation du coefficient des pertes thermiques au niveau du tube absorbeur est représentée sur la Figure 5. 13. D'après cette figure, on remarque que le coefficient de pertes thermiques augmente proportionnellement avec l'augmentation de la température du tube absorbeur.

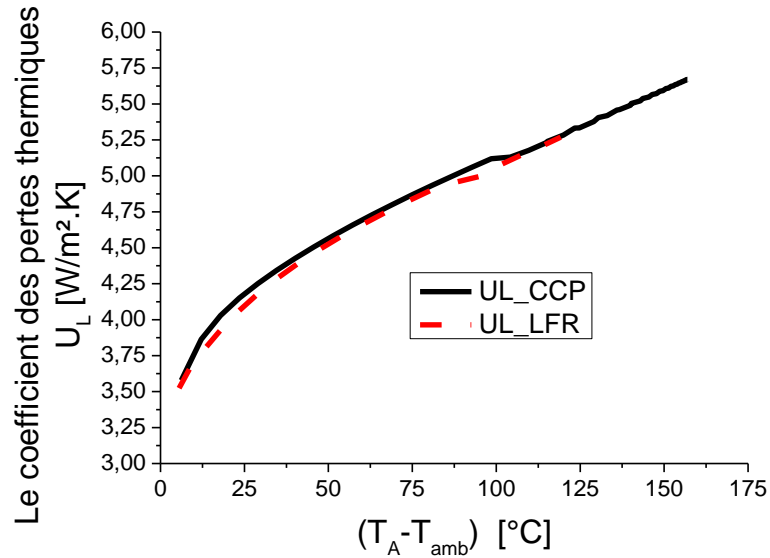


Figure 5. 13 : Evolution du coefficient des pertes thermiques (U_L).

Par conséquent, la corrélation donnant la variation du coefficient de pertes thermiques moyennes en fonction de la température dans le cas de notre prototype est donnée par :

$$U_L = 10^{-6} \times (T_A - T_{amb})^3 - 0,0003 \times (T_A - T_{amb})^2 + 0,0351 \times (T_A - T_{amb}) + 3,3721 \quad (5. 7)$$

L'évolution de la température d'huile 'Therminol-VP1' dans le réservoir de stockage est représentée par la Figure 5. 14.

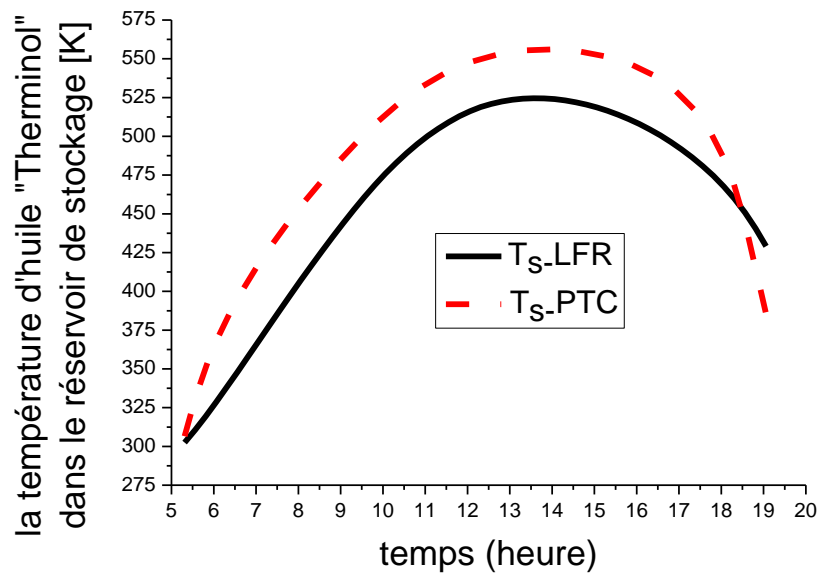


Figure 5. 14 : La température d'huile 'Therminol' dans le réservoir de stockage.

Pour le concentrateur cylindro-parabolique, l'huile de stockage est chauffée à une température d'environ 550 K. Quant au réflecteur linéaire de Fresnel, l'huile est chauffée à une température d'environ 510 K.

5.4.3. Evaluation des performances de la machine de climatisation solaire à éjecteur

La simulation dynamique consiste à déterminer les performances du système en fonction du temps. Le système étudié comprend une boucle contenant le concentrateur solaire, la cuve de stockage et le générateur de la machine frigorifique. Plusieurs tests ont été effectués et une étude paramétrique est menée pour déterminer les conditions optimales de fonctionnement du système.

Durant cette simulation dynamique, nous avons utilisé dix réfrigérants comme on le voit sur le Tableau 5. 1. Les températures opératoires du générateur varient entre 50 °C et 120 °C selon les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène. Ces niveaux de température ne peuvent être atteints qu'en utilisant des concentrateurs de type cylindro-parabolique ou de type réflecteur linéaire de Fresnel.

Le taux d'entraînement (ω) qui représente le rapport du débit massique secondaire (m_s) au débit massique primaire (m_p) et la pression de sortie de l'éjecteur sont des principaux paramètres permettant de caractériser le comportement d'un éjecteur.

Pour une géométrie et des conditions fixes, le taux d'entraînement ou taux d'entraînement possède une valeur maximale qui demeure constante quand on augmente la pression de sortie jusqu'à l'atteinte d'une pression maximale. Cette pression est appelée pression critique, au-delà de laquelle le taux d'entraînement commence à diminuer. Sur la base de ce principe, nous avons calculé le diamètre de la gorge de la buse (D_t) et le diamètre de la chambre (D_3) qui correspond aux conditions opératoires décrites dans le Tableau 5. 1.

La Figure 5. 15 représente le diamètre de la buse (D_t) au point critique ($P_4 \approx P_c$) en fonction des paramètres opératoires pour chaque fluide frigorifique.

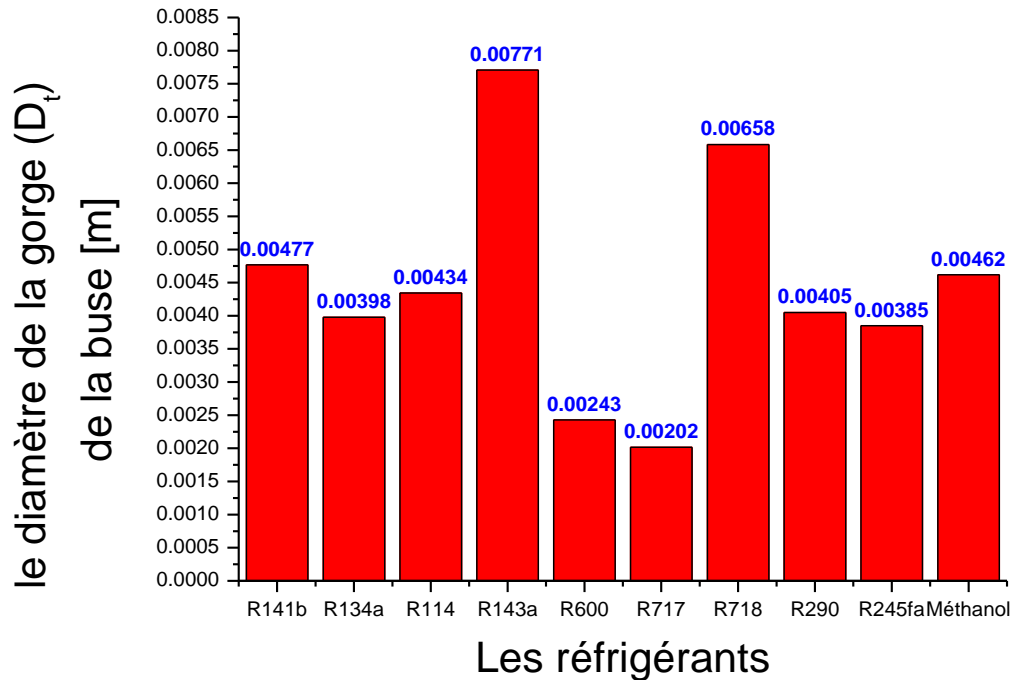


Figure 5. 15 : Le diamètre de la buse (D_t) au point critique en fonction des paramètres opératoires.

La Figure 5. 16 représente le diamètre de la chambre fixe (D_3) au point critique ($P_4 \approx P_c$) en fonction des paramètres opératoires pour chaque fluide frigorigère.

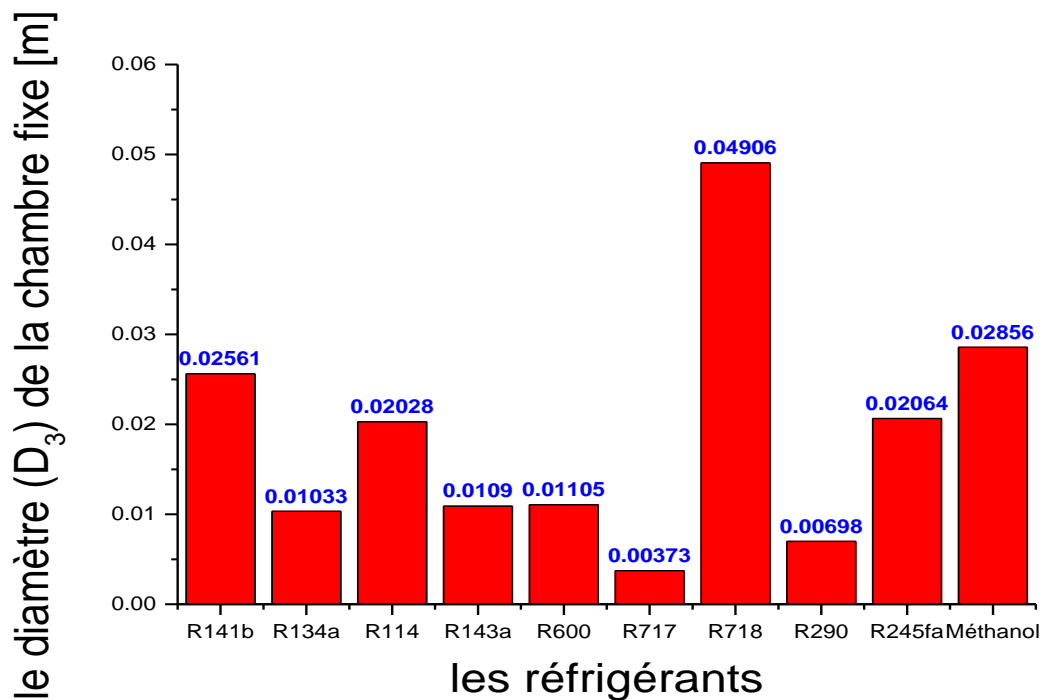


Figure 5. 16 : Le diamètre de la chambre fixe (D_3) au point critique en fonction des paramètres opératoires.

Le coefficient de performance du système (COP_{SYS}) de la machine représente le produit du coefficient de performance de l'éjecteur (COP_{EJC}) et du rendement du concentrateur solaire (η_{th}). Les Figures (de Figure 5. 17 à Figure 5. 20) illustrent respectivement le taux d'entraînement (ω), la performance thermique du sous-système de climatisation à éjecteur (COP_{EJC}), Le coefficient de performance du système COP_{SYS} pour une machine de climatisation à éjecteur reliée à un concentrateur solaire de type PTC ou LFR.

Pour une température spécifique du générateur et de l'évaporateur, le taux d'entraînement dépend de la pression du condenseur (P_c). Le taux d'entraînement diminue brusquement si la contre-pression est au-dessus du point critique. La température critique du condenseur dépend de la géométrie de l'éjecteur, du type de fluide de travail et de la température du générateur.

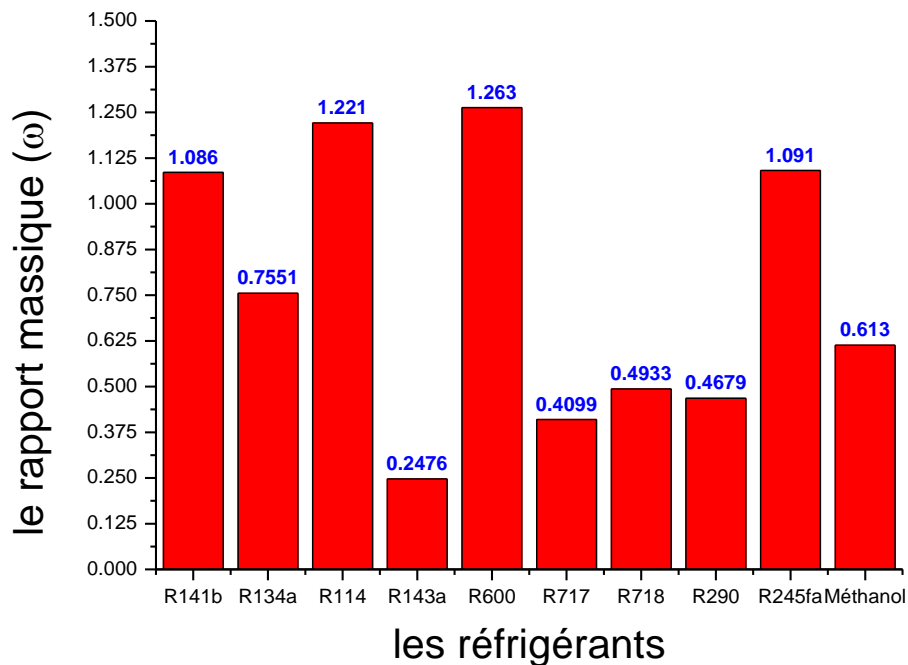


Figure 5. 17 : Le taux d'entraînement (ω) au point critique en fonction des paramètres opératoires.

Une multitude de fluides de travail peuvent être utilisés dans le cycle de réfrigération et chaque fluide frigorigène possède des caractéristiques physiques et thermodynamiques et des performances différentes. D'après la Figure 5. 17, on remarque que le réfrigérant R600 avec les conditions opératoires suivantes ($T_e=10$

°C, $T_g=120$ °c et $T_c=32$ °C) donne la meilleure valeur du taux d'entraînement (ω). Quant à la valeur minimale de (ω), elle a été obtenu pour le R143a avec des conditions de fonctionnement différentes ($T_e=10$ °C, $T_g=50$ °c et $T_c=32$ °C). Les six réfrigérants (Méthanol, R134a, R141b, R245fa, R114 et R600) ont permis d'obtenir des rapports massiques supérieurs à 0,5 et cela dans un ordre croissant. Les autres fluides frigorigènes cités dans la figure 5.19 offre des taux d'entraînement inférieurs à 0.5.

La Figure 5. 18 illustre le coefficient de performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système à éjecteur pour les réfrigérants sélectionnés. La meilleure performance ($COP_{EJC}=2,994$) a été enregistrée pour le R114 avec des conditions opératoires ($T_g = 120$ °C, $T_e = 10$ °C et $T_c = 32$ °C). Les fluides frigorigènes (R290, Méthanol, R134a, R141b, R245fa et R600) donnent des coefficients des performances thermiques allant de 0,517 à 2,352.

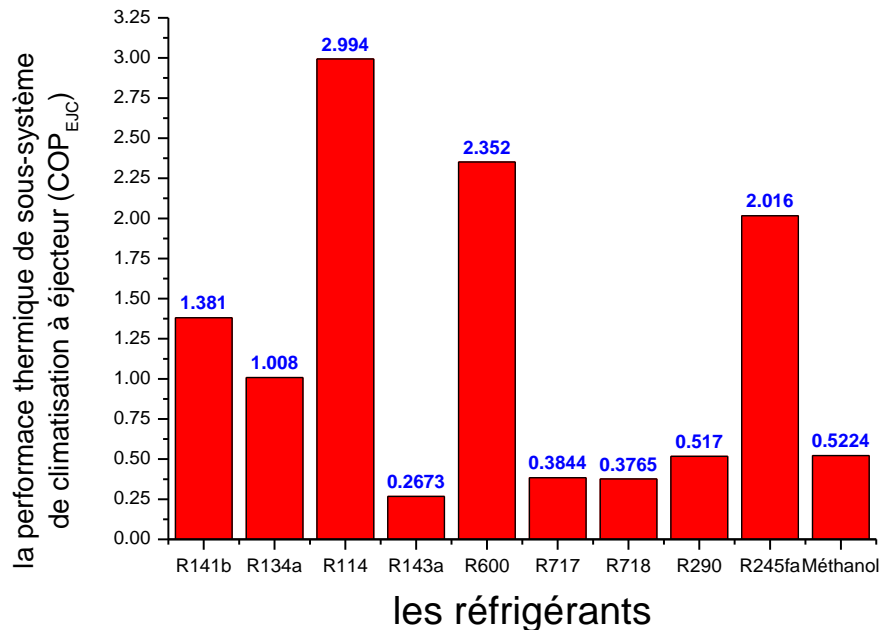


Figure 5. 18 : La performance thermique (COP_{EJC}) au point critique en fonction des paramètres opératoires.

La valeur minimale du coefficient de performance thermique a été enregistrée pour le R143a, car la température au niveau du générateur ($T_g = 50$ °c) est très basse. Pour obtenir des coefficients de performances et des taux d'entraînement élevés, on

doit choisir des températures importantes au niveau du générateur et de l'évaporateur et cela indépendamment du réfrigérant utilisé.

Le coefficient de performance du système COP_{SYS} dépend du (COP_{EJC}) et de l'efficacité thermique du collecteur solaire (η_{th}). La Figure 5. 19 montre le coefficient de performance du système de climatisation solaire à éjecteur relié à un concentrateur solaire cylindro-parabolique. On remarque que le rendement thermique du concentrateur possède un grand effet sur la performance COP_{SYS} de la machine. Le système de climatisation solaire à éjecteur devient rentable lorsque le rendement du concentrateur solaire sélectionné est important.

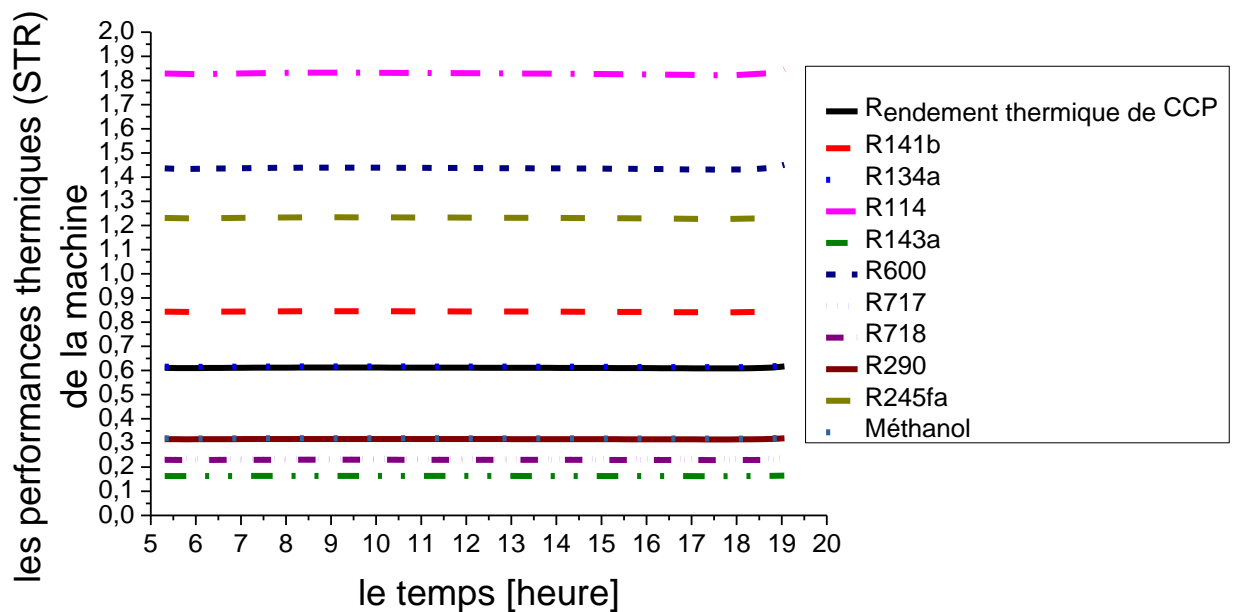


Figure 5. 19 : Le coefficient de performance du système COP_{SYS} au point critique en fonction des paramètres opératoires pour une machine de climatisation à éjecteur reliée avec un concentrateur solaire PTC.

La Figure 5. 20 représente le coefficient de performance du système de climatisation solaire à éjecteur attaché avec un concentrateur solaire linéaire de Fresnel. Le coefficient de performance du système (COP_{SYS}) augmente proportionnellement avec l'augmentation du rendement thermique du concentrateur utilisé. On obtient donc un coefficient de performance (COP_{SYS}), plus important dans le cas où la machine de climatisation est reliée à un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC) au lieu d'un concentrateur solaire de type Fresnel (LFR).

Le coefficient de performance COP_{SYS} d'une machine de climatisation solaire à éjecteur dépend du taux d'entraînement (ω) de l'éjecteur et des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigère aux différents points du cycle. Les propriétés thermodynamiques sont elles-mêmes fonction des niveaux de température du fluide frigorigère, donc des caractéristiques de la source chaude (concentrateur solaire) et du comportement thermodynamique des différents échangeurs (générateur, condenseur et évaporateur) ont un effet direct sur « COP_{SYS} ».

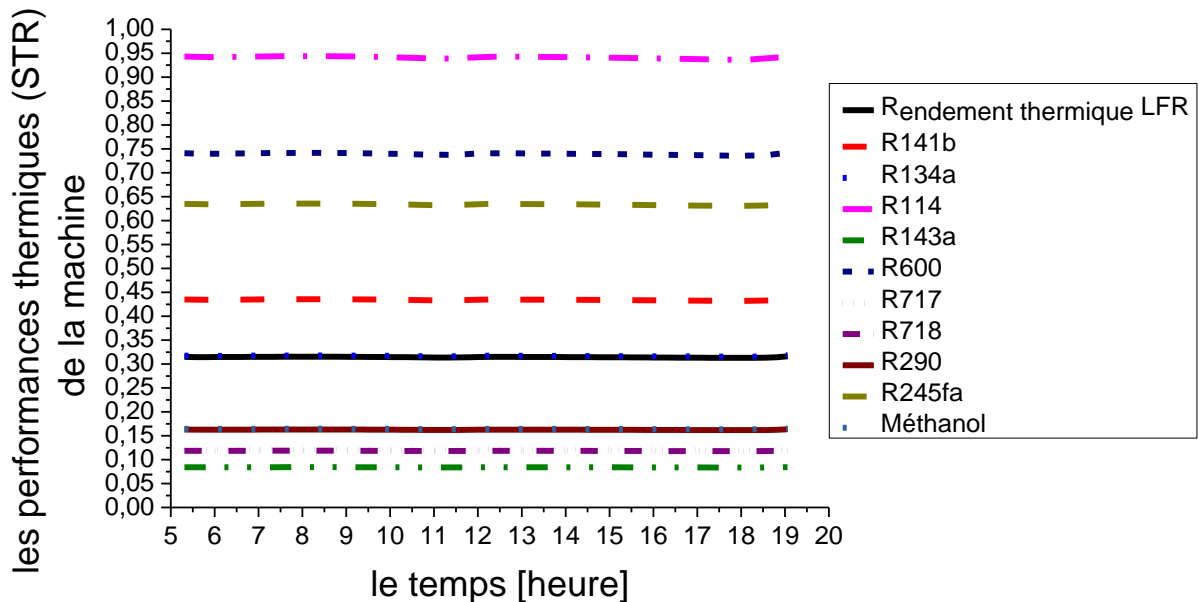


Figure 5. 20 : Le coefficient de performance du système COP_{SYS} au point critique en fonction des paramètres opératoires pour une machine de climatisation à éjecteur reliée avec un concentrateur solaire LFR.

Les résultats obtenus montrent que les meilleures performances du système COP_{SYS} sont atteintes lorsque d'une part le taux d'entraînement (ω) est important et l'efficacité thermique du collecteur solaire est élevée.

A travers les Figures (de Figure 5. 17 à Figure 5. 20), on constate que les fluides secs (R114 et R600) délivrent un meilleur taux d'entraînement (ω), une meilleure performance thermique (COP_{EJC}) du sous-système de réfrigération et un meilleur coefficient de performance du système de climatisation solaire à éjecteur COP_{SYS} .

Les mauvaises performances COP_{SYS} sont enregistrées pour les trois fluides frigorigères R143a, R718 et R717, puisque leurs performances thermiques (COP_{EJC}) du sous-système sont faibles à cause des caractéristiques thermodynamiques de chaque réfrigérant et les conditions de fonctionnement sélectionnées pour chaque réfrigérant. Les deux réfrigérants R717 et R718 possèdent un GWP (Potentiel de réchauffement global) et un ODP (Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) nuls, mais le R717 reste fortement toxique.

Les Figure 5. 22a-j représentent les diagrammes (P-h) pour chaque réfrigérant en fonction des paramètres opératoires sélectionnés dans cette étude avec les données d'impacts de chaque réfrigérants sur l'environnement.

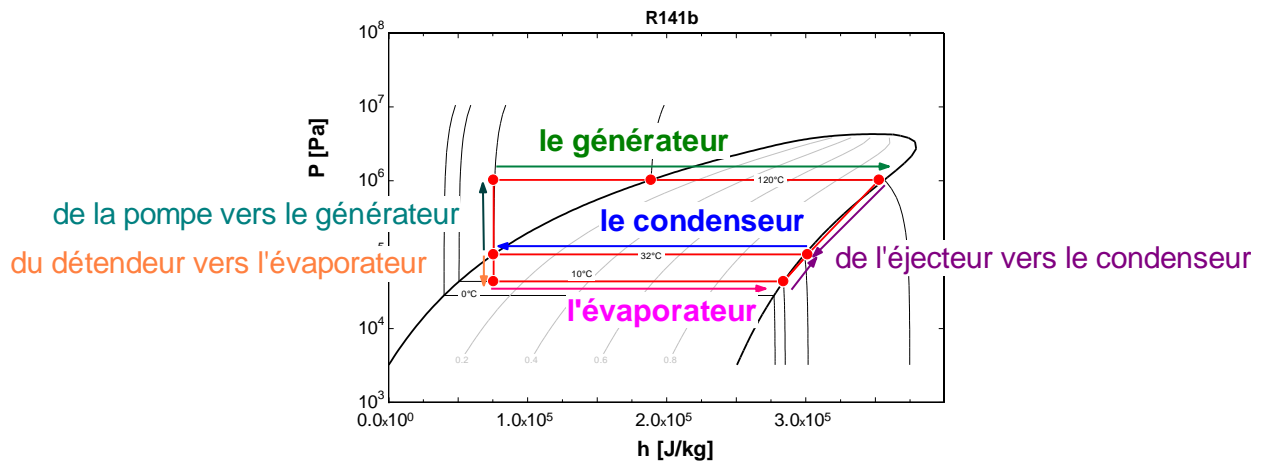
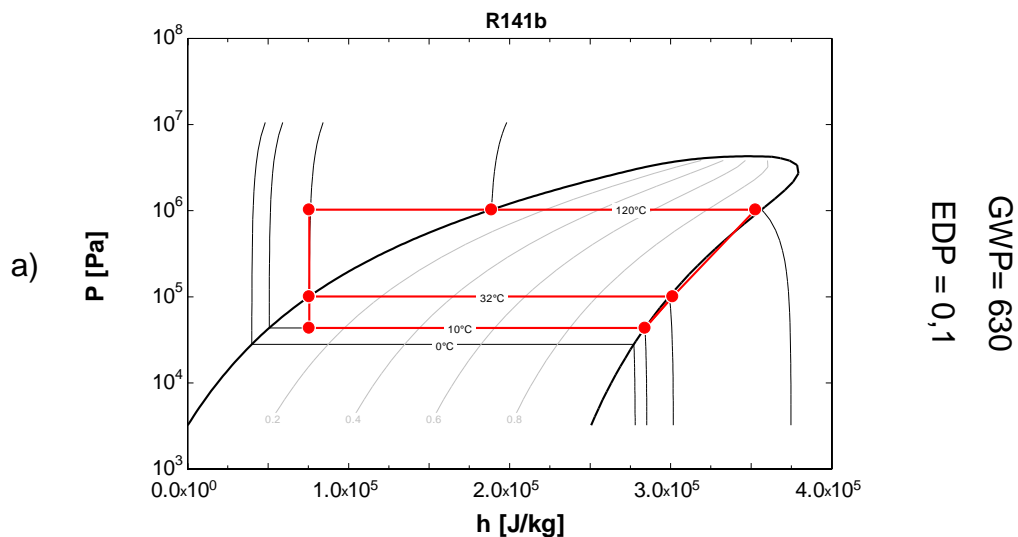
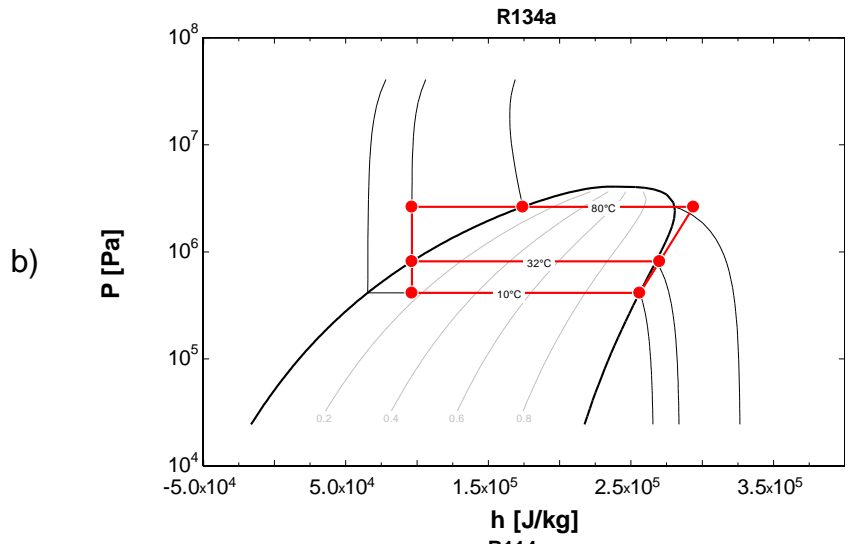
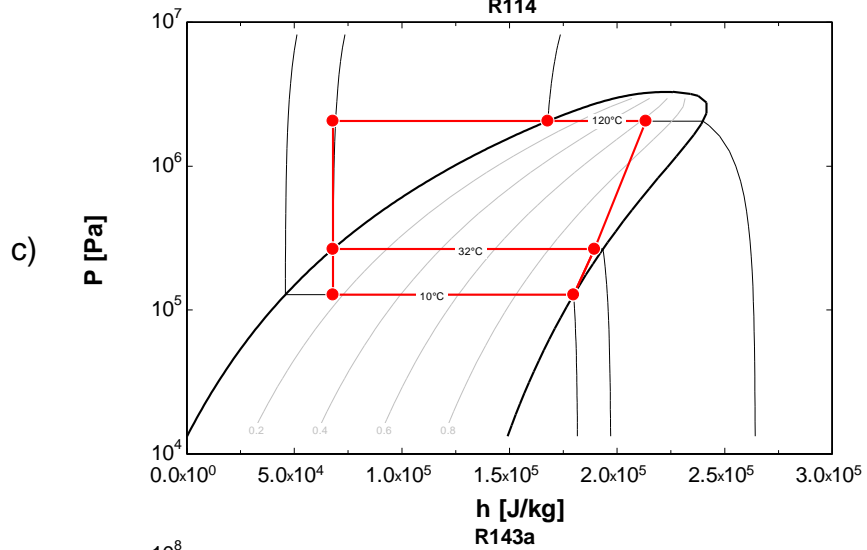


Figure 5. 21 : Diagramme (P-h : R141b) avec les sens de fonctionnement des boucles du sous-système de climatisation à éjecteur.

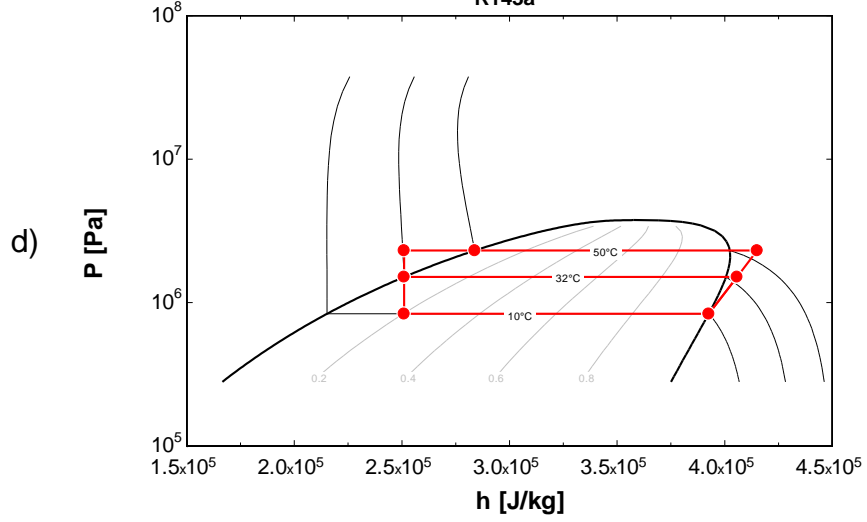




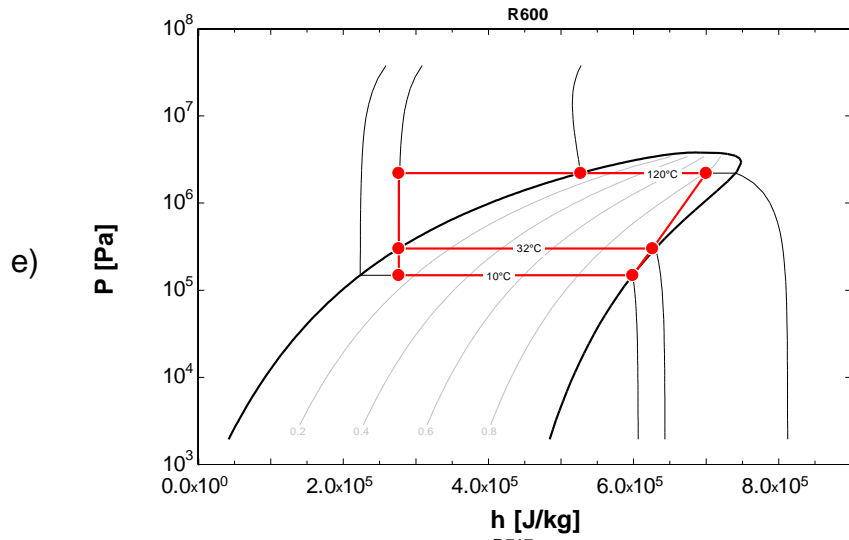
GWP = 1600
EDP < 0.0005 & inflammable



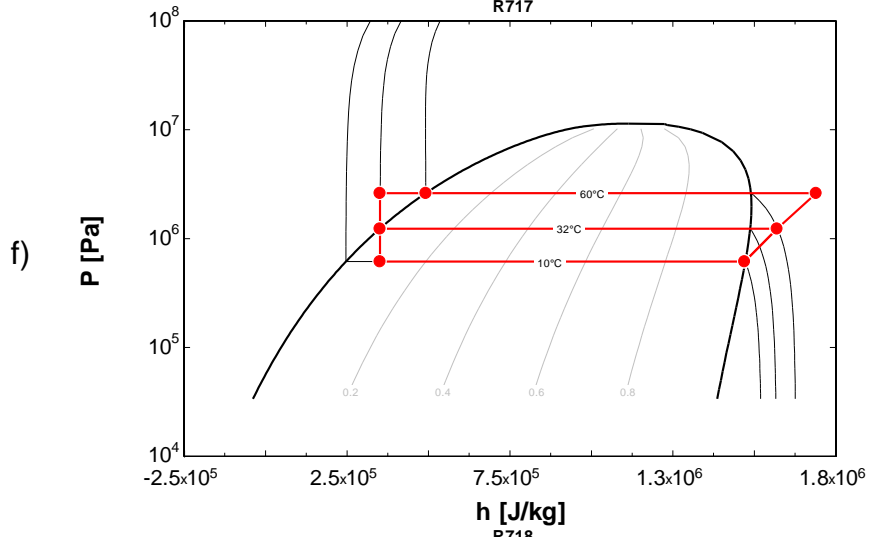
GWP = 9200
EDP = 0



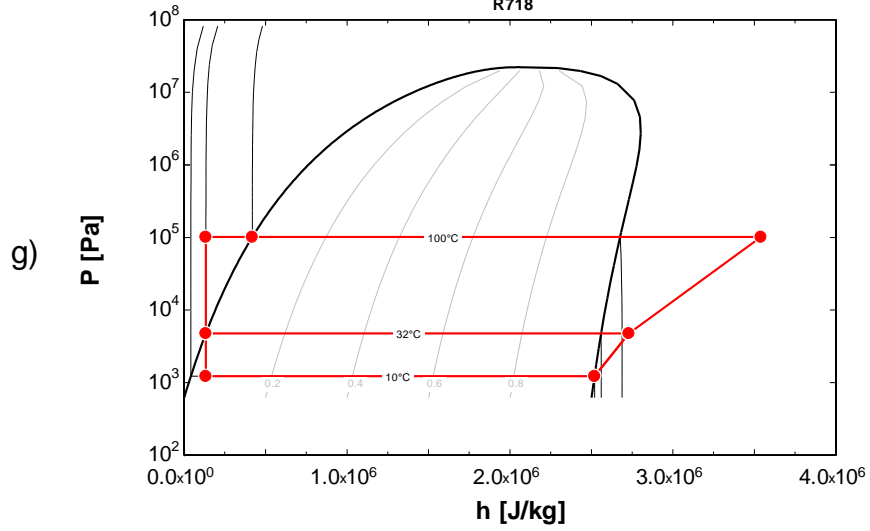
GWP = 5400
EDP = 0 & inflammable



GWP = 0
EDP = 0 & Inflammable



GWP = 0
EDP = 0 & toxique



GWP = 0, EDP = 0, largement disponible, non-toxique, non-inflammable et vraiment pas cher

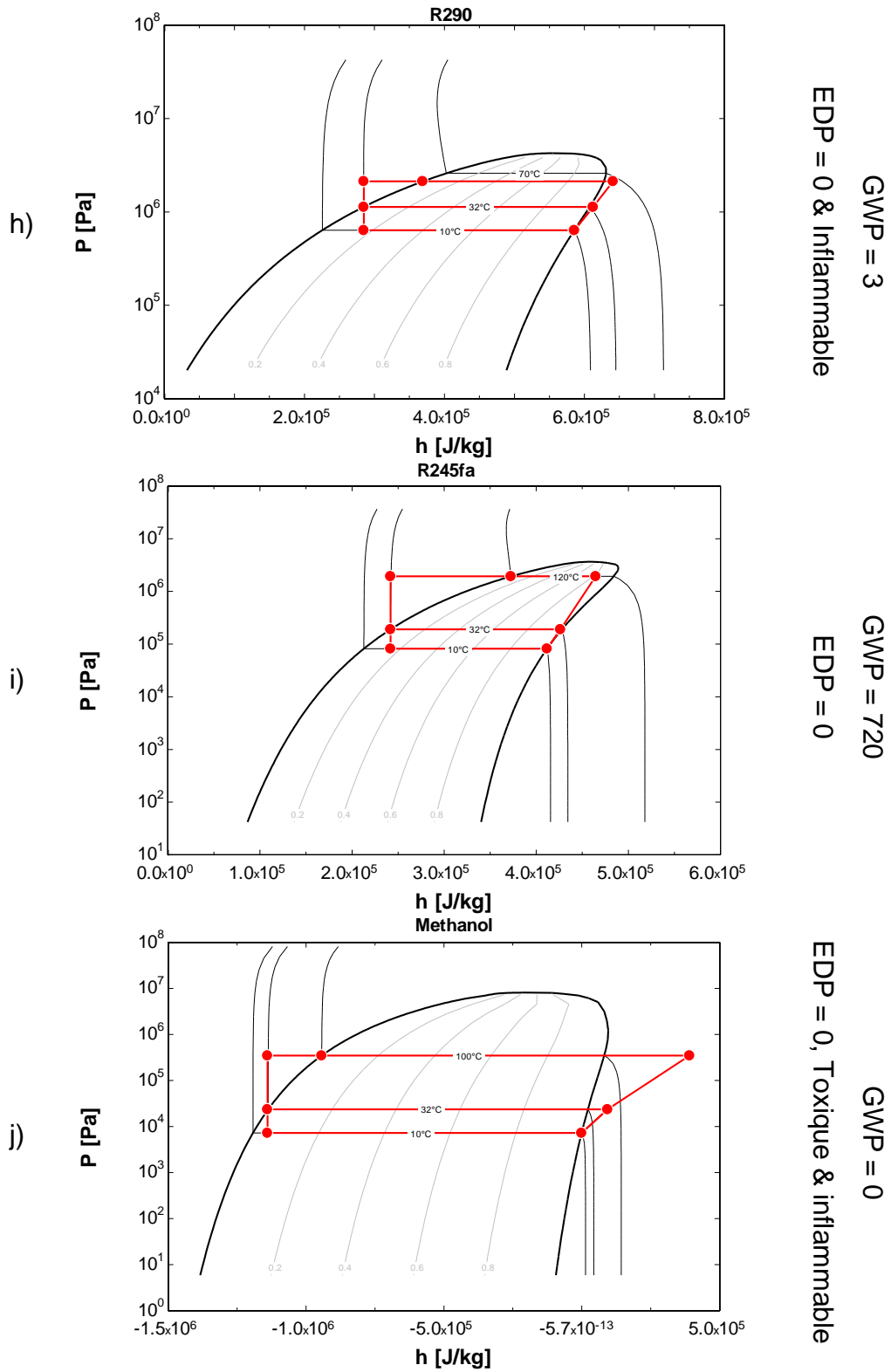


Figure 5. 22 : Diagramme (P-h) et les données d'impacts de chaque réfrigérants sur l'environnement.

5.5. Etude dynamique d'un climatiseur solaire à éjecteur utilise l'eau comme un réfrigérant

D'après les résultats de simulation de performance d'une machine de climatisation solaire à éjecteur et les données d'impacts des réfrigérants sur l'environnement, il est préférable d'utiliser l'eau (R718) ou le Butane (R600 : gaz sec) comme fluides frigorigènes, mais pour des questions de sécurité, il est recommandé d'utiliser l'eau comme fluide frigorigène.

L'eau (R718) est disponible, non-toxique, non-inflammable et à bas prix. Malgré les bonnes qualités de l'eau comme réfrigérant, l'eau possède une température de solidification de 0°C à une pression atmosphérique de 1 bar. Pour cette raison, l'eau ne peut pas être utilisée comme fluide frigorigène pour les applications de congélation qui nécessitent des températures inférieures à 0°C. Pour les applications de climatisation où les températures sont positives (>0°C), l'utilisation de l'eau est recommandée grâce aux très bonnes qualités de l'eau comme fluide frigorigène.

Dans ce qui suit, on présentera les performances d'une machine de climatisation solaire à éjecteur utilisant l'eau (R718) comme fluide frigorigène et fonctionnant à l'énergie solaire à moyenne ou haute température. La capacité frigorifique de la machine étudiée est fixée à 15 (kW) et les conditions météorologiques du site étudié sont celles de la journée du 08 Juillet 2015 à Blida. L'étude des performances est effectuée pour une température d'évaporateur (T_e) égale à 10°C, une température de condenseur (T_c) égale à 25 °C et aux températures de générateur variant entre 80 et 140 °C.

Les Figures (de Figure 5. 23 à Figure 5. 26) représentent respectivement les évolutions en fonction de la température du générateur, des paramètres suivants :

- Diamètre de la gorge (D_t) ;
- Diamètre de la chambre fixe (D_3) ;
- Taux d'entraînement (ω) et le coefficient performance (COP_{EJC}) de l'éjecteur ;
- Coefficient de performance global du système de climatisation solaire à éjecteur COP_{SYS} .

D'après les résultats obtenus, on remarque que l'augmentation de la température du générateur engendre une diminution du diamètre (D_t) de la gorge de la buse, cela afin de réduire la forte pression provenant du générateur.

La Figure 5. 24 présente la variation du diamètre (D_3) de la chambre fixe à éjecteur en mode critique en fonction de la température du générateur.

Contrairement aux éjecteurs à géométrie fixe, les éjecteurs à géométrie variable permettent d'obtenir des COP_{SYS} importants au fur et à mesure de l'augmentation de la température du générateur. Cela est rendu possible grâce à l'utilisation des capteurs solaire à concentration CSP capable d'atteindre des températures importantes sans perte significative de rendement.

Pour obtenir une pression de sortie P_4 égale à la pression du condenseur on doit faire varier les dimensions de l'éjecteur à savoir les diamètres de la section de mélange et du col. Contrairement à l'éjecteur à géométrie fixe, l'éjecteur à géométrie variable fournit de meilleures performances.

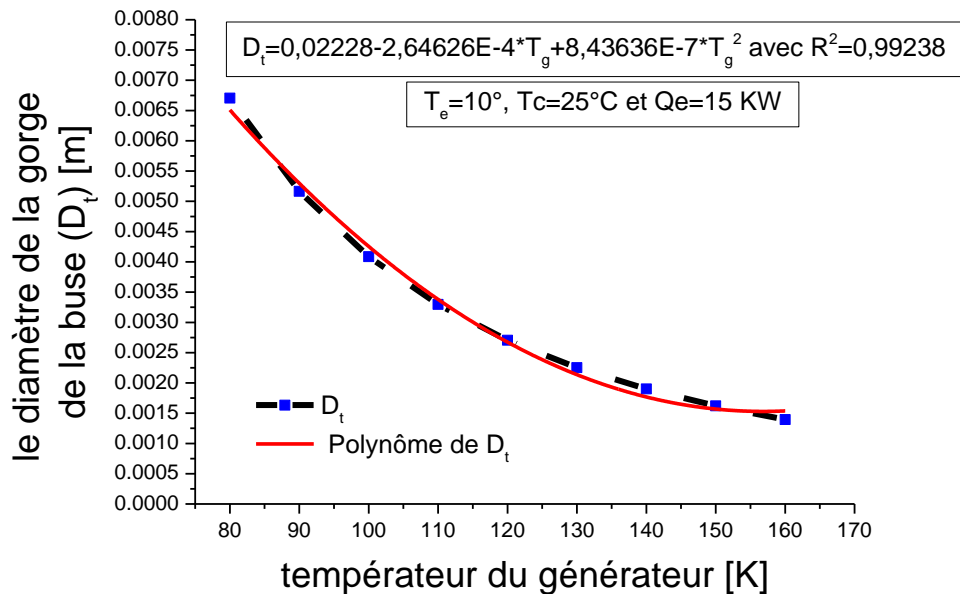


Figure 5. 23 : La variation du diamètre (D_t) de la gorge de la buse d'éjecteur en fonction de la température de générateur [$^\circ C$].

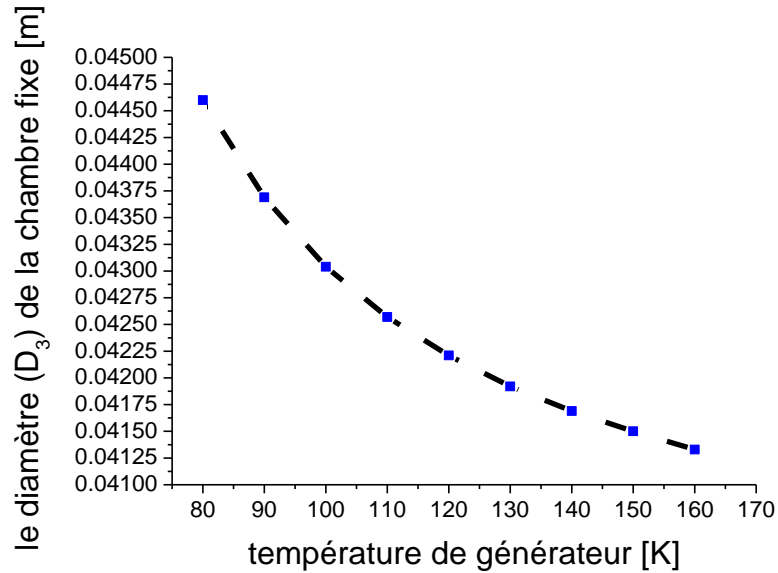


Figure 5. 24 : La variation du diamètre (D_3) de la chambre fixe d'éjecteur en fonction de la température de générateur [$^{\circ}\text{C}$].

La Figure 5. 25 montre la variation du taux d'entraînement et la variation du coefficient de performance du sous-système de climatisation à éjecteur (COP_{EJC}) en mode critique en fonction de la température du générateur (la source chaude) pour une température de source froide (T_e) égale à 10°C et une température intermédiaire (T_c) égale à 25°C .

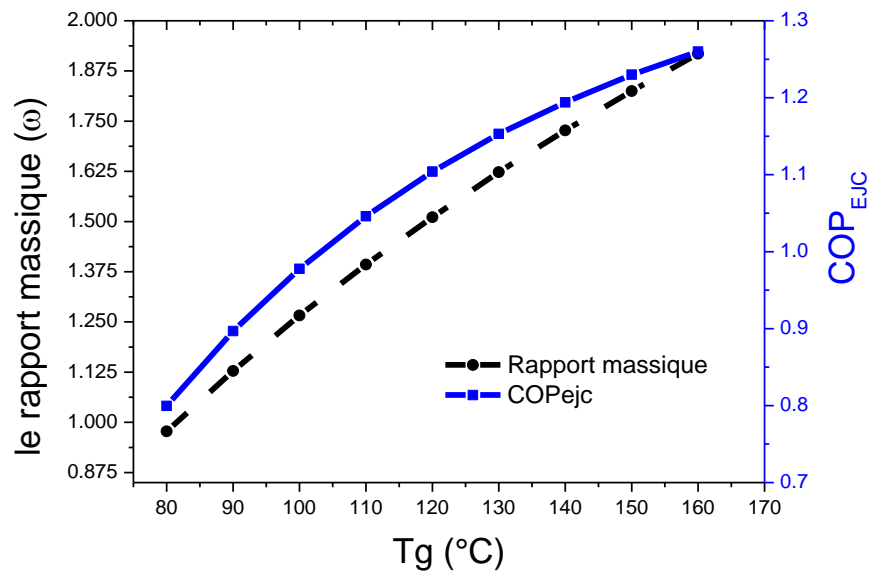


Figure 5. 25 : La variation du taux d'entraînement (ω) et le COP_{EJC} en fonction de la température de générateur [$^{\circ}\text{C}$].

On constate d'après cette figure une augmentation des deux paramètres (ω) et (COP_{EJC}) en fonction de la température de la source chaude. Donc, pour augmenter les performances de la machine à température de source froide constante, on peut soit diminuer la température du condenseur ou augmenter la température du générateur. On remarque de plus que le sous-système de climatisation à éjecteur avec les suivantes conditions de fonctionnement ($T_g = 160\text{ °C}$, $T_e = 10\text{ °C}$ et $T_c = 25\text{ °C}$) donne le meilleur taux d'entraînement ($\omega = 1,918$) et le meilleur coefficient de performance thermique ($COP_{EJC} = 1,26$). A partir de ($T_g = 110\text{ °C}$), le coefficient (COP_{EJC}) dépasse la valeur de 1, ce qui est facteur encourageant pour l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigère.

La Figure 5. 26 illustre la variation du coefficient de performance (COP_{SYS} ou STR) du système de climatisation solaire à éjecteur en fonction de la température de la source chaude (T_g) pour les deux types des concentrateurs solaires (PTC et LFR). Le PTC possède un rendement thermique égal à 62%, le coefficient de performance COP_{SYS} varie entre 49,182 % et 77,49 % selon la valeur de la température de la source chaude. Quant au concentrateur linéaire de Fresnel, le rendement thermique est égal à 31% et le coefficient de performance varie entre 24,8 % et 39,06 %.

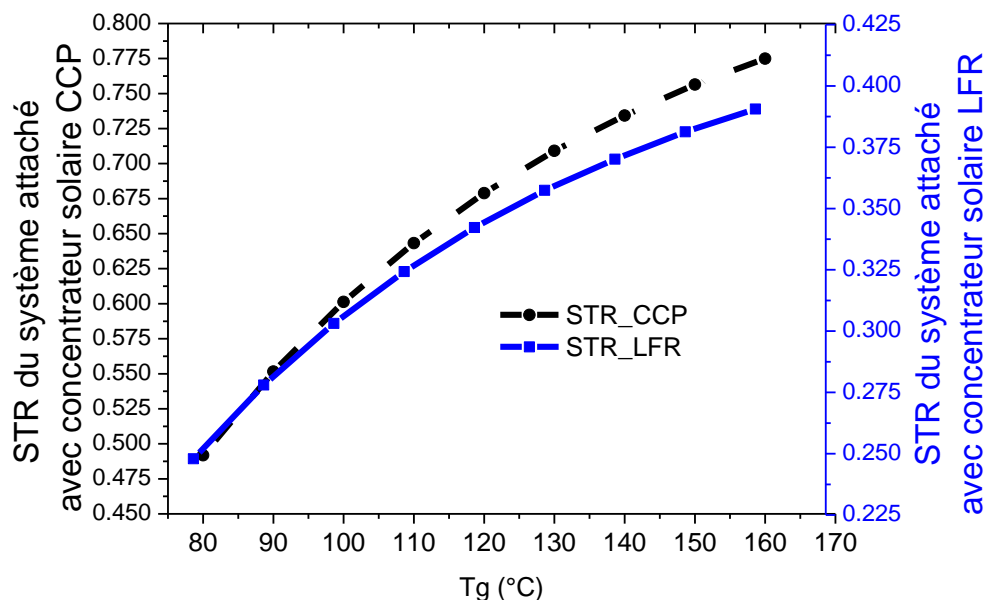


Figure 5. 26 : La variation du COP_{SYS} pour chaque concentrateur (PTC et LFR) en fonction de la température du générateur [°C].

Sachant que l'eau possède un GWP et un ODP nuls, son utilisation permet de minimiser les impacts néfastes sur l'environnement et un respect des critères de sécurité (toxicité, pollution, inflammabilité, etc.). De ce point de vue, l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène permet à l'installation d'utiliser une technologie verte et respectueuse à l'environnement.

5.6. Conclusion

Pour améliorer le coefficient de performance d'une machine de climatisation solaire à éjecteur, il est recommandé de choisir les meilleures conditions opératoires des sous-systèmes qui composent la machine. Cela signifie:

- L'amélioration du coefficient de performance de l'éjecteur (COP_{EJC}), cela dépend du bon choix des conditions de fonctionnement des éléments de sous-système (la température de la source froide, la température de la source chaude et la température intermédiaire) ;
- L'amélioration de la performance thermique (η_{th}) du collecteur solaire sélectionné.

Comme pour tous les systèmes de réfrigération, le système de climatisation solaire à éjecteur est plus efficace à des températures d'évaporation élevées. A partir des résultats de la simulation avec les dix réfrigérants mentionnés dans le tableau 5.1, une grande partie des réfrigérants ont donné des performances thermiques acceptables, mais néanmoins certains fluides frigorigènes possèdent des inconvénients. C'est pour ces raisons, qu'on recommande l'utilisation de l'eau comme réfrigérant.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

L'Algérie est le premier pays d'Afrique par sa superficie, plus des quatre cinquièmes de son territoire sont désertiques et possède une source énergétique très importante vu que sa situation géographique. La durée annuelle du rayonnement solaire sur la quasi-totalité du territoire national dépasse 2000 heures. Nous pouvons exploiter une partie de cette énergie propre et gratuite dans le domaine du rafraichissement solaire pour réduire la facture énergétique.

Les systèmes de refroidissement et de conditionnement d'air (industriel, agro-alimentaire et domestique) à compression de vapeur consomment énormément d'énergie électrique et peuvent causer des dommages à l'environnement à cause des fuites de fluides frigorigènes de type HFC inhérentes à ces systèmes.

Le rafraichissement solaire commence à s'imposer de plus en plus et pourrait être dans un avenir proche un concurrent sérieux des systèmes classiques de climatisation fonctionnant à énergie électrique. La climatisation solaire est depuis quelques années un sujet de prédilection pour de nombreux chercheurs. Dans les premiers stades du développement, le refroidissement solaire a porté sur la réfrigération des marchandises périssables et le stockage des vaccins. Aujourd'hui, la demande de climatisation pour le confort thermique humain ne cesse d'augmenter.

Les types de systèmes de refroidissement solaire et la charge de refroidissement dépendent fortement des conditions climatiques locales (le rayonnement solaire, la température ambiante, l'humidité et la vitesse du vent). Les systèmes doivent donc être spécifiquement conçus pour chaque site, ce qui permet d'obtenir de meilleures performances.

Le système de réfrigération solaire à éjecteur est un cycle fonctionnant thermiquement et ne comporte aucune pièce mobile. Divers types de fluides de travail peuvent être utilisés dans ce système, chaque réfrigérant possède des caractéristiques thermodynamiques spéciales.

Nous avons utilisé dans cette étude dix fluides frigorigènes comme réfrigérants dans la machine de climatisation solaire à éjecteur. Du côté du collecteur solaire,

nous avons utilisé deux types de concentrateurs solaires linaires, les concentrateurs cylindro-parabolique (PTC) et les concentrateurs de Fresnel (LFR). Les deux concentrateurs ont des rendements optique et thermique acceptable, mais le rendement du concentrateur PTC est meilleur que celui du LFR, sa valeur maximale peut atteindre 61 %.

L'éjecteur à section variable contrairement à l'éjecteur à section fixe, il permet d'atteindre des performances élevées. Les paramètres influents dans la détermination de la géométrie de l'éjecteur sont :

- La température de la source froide (T_e) ;
- La température de la source intermédiaire (T_c) ;
- La température de la source chaude ;
- Les caractéristiques thermodynamiques du réfrigérant sélectionné ;
- Le fonctionnement en mode critique de l'éjecteur.

En variant les paramètres opératoires au niveau des trois échangeurs (générateur, évaporateur et condenseur) on a pu mener une étude paramétrique sur l'influence de ces différents paramètres sur le fonctionnement de l'éjecteur.

Les paramètres thermodynamiques (la température, la pression et le nombre de Mach le long de l'éjecteur) au sein de l'éjecteur sont déterminés par résolution numérique des équations de conservation de masse et de quantité de mouvement.

Cette étude nous a permis de montrer que les meilleures performances sont atteintes lorsque le facteur d'entraînement est important. En variant les températures au niveau des trois échangeurs (générateur, évaporateur et condenseur), on a constaté ce qui suit :

- L'augmentation de la température au niveau du générateur et/ou de l'évaporateur engendre une augmentation du taux d'entraînement (ω), et par voie de conséquence le coefficient de performance de l'éjecteur (COP_{EJC});
- La diminution de la température au niveau du condenseur engendre une augmentation du taux d'entraînement (ω), et par voie de conséquence le coefficient de performance de l'éjecteur (COP_{EJC});
- Le coefficient de performance du système COP_{SYS} est proportionnel au coefficient de performance de l'éjecteur (COP_{EJC}) et toute amélioration du

coefficient de performance de l'éjecteur engendre une augmentation du coefficient de performance du système.

Pour la partie concernant les capteurs solaires, l'étude montre que l'utilisation des concentrateurs solaires de type LFR ou PTC donne une température élevée au générateur sans que le rendement en soit affecté.

Grace au grand potentiel énergétique renouvelable de l'Algérie, il est d'un grand intérêt d'utiliser les systèmes de climatisation à éjecteur reliés aux concentrateurs solaires linéaires de type PTC ou LFR. Contrairement aux capteurs solaires plans qui possèdent des rendements désastreux aux températures dépassant 80°C, les capteurs solaires à concentration gardent un rendement appréciable même aux températures dépassant 100°C. De plus, ces concentrateurs permettent avec ces niveaux de température des coefficients de performance acceptables pour la machine de climatisation solaire à éjecteur.

Comme perspectives, il est souhaitable qu'une réalisation d'un premier prototype de machine de climatisation solaire soit réalisée pour maîtriser d'une part la conception et la réalisation de ce genre de machine et d'autre part mener des tests en vue de déterminer les conditions optimales de fonctionnement de ce type de machine.

APPENDICES

A. CALCUL DES RAYONNEMENTS SOLAIRES SELON LE MODELE SEMI-EMPIRIQUE DE PERRIN DE BRICHAMBAUT

Le rayonnement solaire global (R_G) arrivant sur une surface orientée au Sud d'inclinaison (β) est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus.

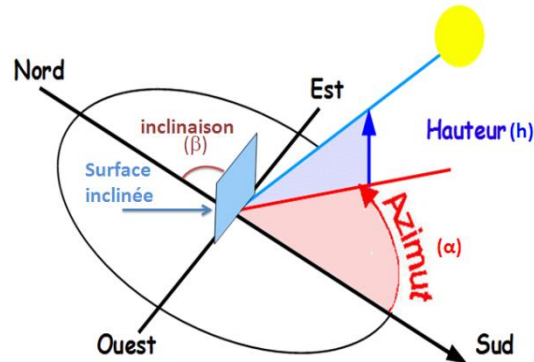


Figure 1: Schématisation d'un capteur plan orienté vers le sud.

Il peut être estimé à n'importe quel instant et dans n'importe quel endroit, et peut être déterminé à partir de l'équation suivante :

$$R_G = R_D \times R_{f-inc} + R_{D-C}(\beta) + R_{D-S}(\beta) \quad (A1)$$

Avec R_D est le rayonnement direct provenant du ciel (W/m^2), on utilise généralement la formule semi-empirique suivante :

$$R_D = A \times \exp\left(\frac{-1}{B \times \sin(h + C)}\right) \quad (A2)$$

A, B et C sont des constantes empiriques qui dépendent de l'état du ciel et dont les valeurs sont exprimées d'après le tableau (1).

Tableau 1 : Les valeurs des constantes A, B et C en fonction de la nature du ciel.

État du ciel	A	B	C
Ciel très clair	1210	6	1
Conditions normales de ciel clair	1230	3,8	1,6
Ciel clair pollué	1260	2,3	3

R_{f-inc} est le facteur d'inclinaison donnée par la relation suivante :

$$R_{f-inc} = \left(\frac{\cos(\varphi - \beta)\cos(\omega)\cos(\delta) + \sin(\varphi - \beta)\sin\delta}{\cos(\varphi)\cos(\omega)\cos(\delta) + \sin(\varphi)\sin(\delta)} \right) \quad (A3)$$

$R_{D-C}(\beta)$ est le rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par une surface inclinée avec angle d'inclinaison (β).

$$R_{D-C}(\beta) = \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) R_{C-h} \quad (A4)$$

Avec R_{C-h} est le rayonnement diffus provenant du ciel intercepté par une surface horizontale (W/m^2).

$$R_{C-h} = 125 \times A \times (\sin h)^{0,4} \quad (A5)$$

A est une constante empirique qui dépend de l'état du ciel, dont les valeurs sont exprimées d'après le tableau (2).

Tableau 2 : Les valeurs de la constante A en fonction de la nature du ciel.

État du ciel	A
Ciel très clair	3/4
Conditions normales de ciel clair	1
Ciel clair pollué	4/3

$R_{D-S}(\beta)$ est le rayonnement diffus provenant du sol capté par une surface horizontale (W/m^2).

$$R_{D-S}(\beta) = \alpha_{sol} \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) (R_D \times \sin h + R_{C-h}) \quad (A6)$$

α_{sol} est la réflectivité ou albédo du sol, il dépend de la nature de celui-ci. Quelques valeurs moyennes sont résumées dans le tableau (3).

Tableau 3 : Quelques valeurs de l'albédo en fonction de la nature du sol.

Nature du sol	Réflectivité moyenne (Albédo)
Sol enneigé	0,70
Sol recouvert de feuilles mortes	0,30
Herbe verte	0,26
Forêt en automne ou champs dorés	0,26
Galets de pierres blanches	0,20
Herbe sèche	0,20
Sol argileux	0,17
Forêt en hiver (arbres conifères sans neige)	0,07
Plan d'eau (soleil haut $h > 30^\circ$)	0,07

B. LES PROPRIÉTÉS THERMO-PHYSIQUE DES FLUIDES CALOPORTEURS

1. Les propriétés thermo-physiques de l'eau

a). La densité

$$\rho_{eau} = -510,3061 + 15,19367T_{eau} - 5,49006 \times 10^{-2}T_{eau}^2 + 8,53852 \times 10^{-5}T_{eau}^3 - 5,122868 \times 10^{-8}T_{eau}^4 \quad (B1)$$

b). La chaleur spécifique

$$*) 273 < T_{eau} < 410$$

$$Cp_{eau} = (2,13974 - 9,68137 \times 10^{-3}T_{eau} + 2,6856 \times 10^{-5}T_{eau}^2 - 2,42139 \times 10^{-8}T_{eau}^3) \times 1000 \times 4,1886 \quad (B2)$$

$$*) T_{eau} > 410$$

$$Cp_{eau} = (-11,1558 + 7,96443 \times 10^{-3}T_{eau} - 1,74799 \times 10^{-4}T_{eau}^2 + 1,29156 \times 10^{-7}T_{eau}^3) \times 1000 \times 4,1886$$

c). La conductivité thermique

$$K_{eau} = -2,896282 + 3,003312 \times 10^{-2}T_{eau} - 9,604677 \times 10^{-5}T_{eau}^2 + 1,403673 \times 10^{-7}T_{eau}^3 - 8,01983 \times 10^{-11}T_{eau}^4 \quad (B3)$$

2. Les propriétés thermo-physiques de Therminol-VP1

a). La densité

$$\rho_{Therminol} = -0,90797T_{Therminol} + 0,00078116T_{Therminol}^2 - 2,367 \times 10^{-6}T_{Therminol}^3 + 1083,25 \quad (B4)$$

b). La chaleur spécifique

$$Cp_{Therminol} = 0,002414T_{Therminol} + 5,9591T_{Therminol}^2 - 2,9879 \times 10^{-8}T_{Therminol}^3 + 4,4172 \times 10^{-11}T_{Therminol}^4 + 1,498 \quad (B5)$$

c). La conductivité thermique

$$K_{Ther\ min\ ol} = -8,19477 \times 10^{-5} T_{Ther\ min\ ol} - 1,92257 \times 10^{-7} T_{Ther\ min\ ol}^2 + 2,5034 \times 10^{-11} T_{Ther\ min\ ol}^3 - 7,2974 \times 10^{-15} T_{Ther\ min\ ol}^4 + 0,137743 \quad (B6)$$

3. Les propriétés thermo-physiques de l'air

a). La densité

$$*) \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) < 500K$$

$$\rho_{air} = 8,55135 - 0,07367 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) + 2,8958 \times 10^4 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 5,28275 \times 10^{-7} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 3,62497 \times 10^{-10} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^4$$

$$*) \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) > 500K$$

$$\rho_{air} = 7,50785 - 0,05612 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) + 1,96255 \times 10^4 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 3,46183 \times 10^{-7} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 2,97588 \times 10^{-10} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^4 - 9,89255 \times 10^{-14} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^5 \quad (B7)$$

b). La chaleur spécifique

$$Cp_{air} = 1075,07062 - 0,55477 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) + 0,001335 \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 9,589955 \times 10^{-7} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 2,30819 \times 10^{-10} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^4 \quad (B8)$$

c). La conductivité thermique

$$K_{air} = -0,00226 + 1,2417 \times 10^{-4} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) - 1,2332 \times 10^{-7} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 + 9,9309 \times 10^{-11} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 - 3,01751 \times 10^{-11} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^4 \quad (\text{B9})$$

d). La viscosité dynamique

$$\mu_{air} = 1,2885 \times 10^{-6} - 6,60387 \times 10^{-8} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) - 3,3137 \times 10^{-11} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 + 9,17685 \times 10^{-15} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 \quad (\text{B10})$$

e). La viscosité cinématique

$$\alpha_{air} = -2,83529 \times 10^{-6} + 3,01256 \times 10^{-8} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right) + 1,12534 \times 10^{-10} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 1,65878 \times 10^{-14} \left(\frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 \quad (\text{B11})$$

REFERENCES

- [1] Ministre de l'énergie. (27/08/2015). Potentiels National des Energies Renouvelables. Site de web (<http://www.mem-algeria.org/francais/index.php?page=potentiels-national-des-energies-renouvelables>).
- [2] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "A numerical analysis of the energy behavior of a parabolic trough concentrator," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 3, pp. 671-691. <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i3.2>, 2016.
- [3] W. Chekirou, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption," Doctorat en sciences Thèse de doctorat, Département de physique , Université Mentouri – Constantine , Algérie, CHE5172, 2008.
- [4] W. Pridasawas and P. Lundqvist, "A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 5, pp. 840-850. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.012>, 2007.
- [5] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, "Review on solar-driven ejector refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 1338-1349. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.012>, 2009.
- [6] E. A. Groll, "Ejector technology," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1543-1544. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.08.001>, 2011.
- [7] W. Gosney, *Principle of refrigeration*. Cambridge: Cambridge University press, 1982.
- [8] W. Stoecker, *Steam-jet refrigeration*. Boston, MA: McGraw-Hill, 1958.
- [9] P. Simard. (16 janvier 2017). L'éjecteur dans les systèmes de réfrigération, Site Web: <http://ashraemontreal.org/infolettre-en-details/article/2017-02-06/le-montrealer-fevrier-2017/souper-conference-16-janvier-2017>.
- [10] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 373–407. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059>, 2016.
- [11] N. S. Kumar and K. T. Ooi, "One dimensional model of an ejector with special attention to Fanno flow within the mixing chamber," *Applied Thermal Engineering*, vol. 65, no. 1-2, pp. 226-235. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.055>, 2014.
- [12] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana, "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 9, pp. 2556–2564. <https://doi.org/doi:10.1016/j.enconman.2007.03.021>, 2007.
- [13] M. Ghodbane, B. Boumeddane, S. Largot, and H. Berkane, "Modélisation d'un cycle de réfrigération solaire à éjecteur couplée à un concentrateur cylindro-parabolique," in *International Conférence en Clean Cooling Technologies in the ME NA Regions (ICT3_MENA'2015)* Bou Smail, W. Tipaza, 5-6 October 2015.
- [14] B. Boumeddane and N. Said, "Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances d'une installation de climatisation solaire à éjecteur," presented at the 21ème Congrès Français de Mécanique, Bordeaux, 26 au 30 août, 2013.
- [15] L. Boumaraf and A. Lallemand, "Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante," in *13èmes Journées Internationales de Thermique*, Albi, France, 28 au 30 Août 2007, pp. 1-8.

- [16] L. Boumaraf and A. Lallemand, "Comportement d'un ejecteur dans des conditions de fonctionnement nominales et non nominales," in 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc, 15 au 17 Novembre 2005, pp. 179-282.
- [17] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "CFD Study of Ejector Flow Behavior in a Blast Furnace Gas Galvanizing Plant " *Journal of Thermal Science*, vol. 24, no. 1, pp. 58-66. <https://doi.org/10.1007/s11630-015-0756-4>, 2015.
- [18] A. Y. Karnik, J. Sun, and J. H. Buckland, "Control Analysis of an Ejector Based Fuel Cell Anode Recirculation System," in American Control Conference, Minneapolis, MN, USA, June 14-16, 2006, pp. 484-489. <https://doi.org/10.1109/ACC.2006.1655403>: IEEE.
- [19] C. Bao, M. Ouyang, and B. Yi, "Modeling and control of air stream and hydrogen flow with recirculation in a PEM fuel cell system—I. Control-oriented modeling," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 13, pp. 1879–1896. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2006.02.031>, 2006.
- [20] Y. Zhu and Y. Li, "New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system," *Journal of Power Sources*, vol. 191, no. 2, pp. 510–519. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.02.014>, 2009.
- [21] J. He, J. Ahn, and S.-Y. Choe, "Analysis and control of a fuel delivery system considering a two-phase anode model of the polymer electrolyte membrane fuel cell stack," *Journal of Power Sources*, vol. 196, no. 10, pp. 4655–4670. <https://doi.org/doi:10.1016/j.jpowsour.2011.01.019>, 2011.
- [22] E. Hosseinzadeh, M. Rokni, M. Jabbari, and H. Mortensen, "Numerical analysis of transport phenomena for designing of ejector in PEM forklift system," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 12, pp. 6664-6674. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.02.061>, 2014.
- [23] A. Maghsoodi, E. Afshari, and H. Ahmadikia, "Optimization of geometric parameters for design a high-performance ejector in the proton exchange membrane fuel cell system using artificial neural network and genetic algorithm," *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, no. 1, pp. 410-418. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.067>, 2014.
- [24] V. Spallina, M. C. Romano, P. Chiesa, and G. Lozza, "Integration of Coal Gasification and Packed Bed CLC process for High Efficiency and Near-zero Emission Power Generation," *Energy Procedia*, vol. 37, pp. 662-670. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.154>, 2013.
- [25] V. Spallina, M. C. Romano, P. Chiesa, F. Gallucci, M. v. S. Annaland, and G. Lozza, "Integration of coal gasification and packed bed CLC for high efficiency and near-zero emission power generation," *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 27, pp. 28-41. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2014.04.029>, 2014.
- [26] S. Elbel, "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1545-1561. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.011>, 2011.
- [27] K. Sumeru, H. Nasution, and F. N. Ani, "A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 7, pp. 4927-4937. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>, 2012.
- [28] S. M. V. Raoa and G. Jagadeeshb, "Studies on the effects of varying secondary gas properties in a low entrainment ratio supersonic ejector," *Applied Thermal Engineering*, vol. 78, pp. 289-302. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.053>, 2015.

- [29] B. Kim, D. H. Kim, J. Lee, S. W. Kang, and H. C. Lim, "The operation results of a 125 kW molten carbonate fuel cell system," *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 145-151. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.08.044>, 2012.
- [30] B. Kim, D. H. Kim, J. Lee, S. W. Kang, and H. C. Lim, "The ejector performance of a 75 kw molten carbonate fuel cell system," *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, vol. 8, no. 1, pp. 014503 (pp. 1-8). <https://doi.org/doi:10.1115/1.4002131>, 2011.
- [31] F. Marsano, L. Magistri, and A. F. Massardo, "Ejector performance influence on a solid oxide fuel cell anodic recirculation system," *Journal of Power Sources*, vol. 129, no. 2, pp. 216-228. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2003.11.034>, 2004.
- [32] F. Trasino, M. Bozzolo, L. Magistri, and A. F. Massardo, "Modeling and Performance Analysis of the Rolls-Royce Fuel Cell Systems Limited: 1 MW Plant," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 133, no. 2, pp. 021701 (pp. 1-11). <https://doi.org/doi:10.1115/1.4000600>, 2011.
- [33] G. Angelino and C. Invernizzi, "Ejector-assisted liquid metal topping cycles," *Proc. Instn Mech. Engrs _ Part A: J. Power and Energy*, vol. 218, pp. 111-121. <https://doi.org/10.1243/095765004773644111>, 2004.
- [34] B. Z. Freedman and N. Lior, "A Novel High-Temperature Ejector-Topping Power Cycle," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* vol. 116, no. 1, pp. 1-7. <https://doi.org/10.1115/1.2906793>, 1994.
- [35] X. Li, C. Zhao, and X. Hu, "Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector," *Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 342-349. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.047>, 2012.
- [36] G. Subramanian, S. K. Natarajan, K. Adhimoulame, and A. Natarajan, "Comparison of numerical and experimental investigations of jet ejector with blower," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 84, pp. 134-142. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.008>, 2014.
- [37] T. Marynowski, P. Desevaux, and Y. Mercadier, "Experimental and numerical visualizations of condensation process in a supersonic ejector," *Journal of Visualization*, vol. 12, no. 3, pp. 251-258. <https://doi.org/10.1007/BF03181863>, 2009.
- [38] X. Wang, J. Dong, A. Li, H. Lei, and JiyuanTu, "Numerical study of primary steam superheating effects on steam ejector flow and its pumping performance," *Energy*, vol. 78, pp. 205-211. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.004>, 2014.
- [39] M. Yazdani, T. D. Radcliff, A. A. Alahyari, and M. Farzad, "Numerical modeling and validation of supersonic two-phase flow of co2 in converging-diverging nozzles," in *International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Denver, Colorado, USA, 2011* pp. 557-563. <https://doi.org/doi:10.1115/IMECE2011-64783>: ASME.
- [40] X. Chen, S. Omer, M. Worall, and S. Riffat, "Recent developments in ejector refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 629-651. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.028>, 2013.
- [41] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, no. 8, pp. 812-822. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.014>, 2007.
- [42] D.-W. Sun, "Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants," *Energy Conversion and Management*, vol. 40, no. 8, pp. 873-884. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(98\)00151-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(98)00151-4), 1999.
- [43] R. Dorantès and A. Lallemand, "Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures," *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 1, pp. 21-30. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)P3708-9](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)P3708-9), 1995.

- [44] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, "Screening of working fluids for the ejector refrigeration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 47, pp. 1-14. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.016>, 2014.
- [45] S. B. Riffat and S. A. Omer, "CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid," *International Journal of Energy Research*, vol. 25, no. 2, pp. 115-128. <http://dx.doi.org/10.1002/er.666>, 2001.
- [46] S. Aphornratana, "A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, no. 5, pp. 352-358. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00008-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00008-X), 1997.
- [47] K. O. Shestopalov, B. J. Huang, V. O. Petrenko, and O. S. Volovyk, "Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results," *International Journal of Refrigeration* Volume 55, July 2015, Pages 212-223, vol. 55, pp. 212-223. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.004>, 2015.
- [48] D.-W. Sun, "Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems," *Energy*, vol. 21, no. 10, pp. 919-929. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(96\)00038-2](https://doi.org/10.1016/0360-5442(96)00038-2), 1996.
- [49] B. J. Huang, C. B. Jiang, and F. L. Hu, "Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 107, no. 3, pp. 792-802. <https://doi.org/doi:10.1115/1.3239802>, 1985.
- [50] D.-W. Sun and I. W. Eam, "Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles," *International Journal of Energy Research*, vol. 20, no. 10, pp. 95-105. [http://dx.doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X](http://dx.doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X), 2005.
- [51] B. Zheng and Y. W. Weng, "A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources," *Solar Energy*, vol. 84, no. 5, pp. 784-791. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.02.001>, 2010.
- [52] C. Invernizzi and P. Iora, "Heat recovery from a micro-gas turbine by vapour jet refrigeration systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 8-9, pp. 1233-1246. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.08.008>, 2005.
- [53] I. W. Eames, A. E. Ablwaifa, and V. Petrenko, "Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 17-18, pp. 2833-2840. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.009>, 2007.
- [54] K. Chunnanond and S. Aphornratana, "An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, no. 2-3, pp. 311-322. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.07.003>, 2004.
- [55] L. T. Chen, "A heat driven mobile refrigeration cycle analysis," *Energy Conversion*, vol. 18, no. 1, pp. 25-29. [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(78\)90085-2](https://doi.org/10.1016/0013-7480(78)90085-2), 1978.
- [56] K. P. Tyagi and K. N. Murty, "Ejector-compression systems for cooling: Utilising low grade waste heat," *Journal of Heat Recovery Systems*, vol. 5, no. 6, pp. 545-550. [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(85\)90222-X](https://doi.org/10.1016/0198-7593(85)90222-X), 1985.
- [57] F. C. Chen and C. T. Hsu, "Performance of ejector heat pumps," *International Journal of Energy Research*, vol. 11, no. 2, pp. 289-300. <http://dx.doi.org/10.1002/er.4440110210>, 1987.
- [58] G. K. Alexis, "Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid," *International Journal of Energy Research*, vol. 29, no. 2, pp. 95-105. <http://dx.doi.org/10.1002/er.1042>, 2005.

- [59] S. B. Riffat, G. Gan, and S. Smith, "Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 4, pp. 291-297. [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00033-X](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00033-X), 1996.
- [60] R. Dorantes, C. A. Estrada, and I. Pilatowsky, "Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 8-9, pp. 669-675. [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00079-8](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00079-8), 1996.
- [61] W. Pridasawas and P. Lundqvist, "An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system," *Solar Energy*, vol. 76, no. 4, pp. 369-379. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.11.004>, 2004.
- [62] K. Chunnanond and S. Aphornratana, "Ejectors: applications in refrigeration technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 8, no. 2, pp. 129-155. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2003.10.001>, 2004.
- [63] S. B. Riffat, L. Jiang, and G. Gan, "Recent development in ejector technology-a review," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 26, no. 1, pp. 13-26. <http://dx.doi.org/10.1080/01430750.2005.9674967>, 2005.
- [64] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Estimating solar radiation according to semi empirical approach of PERRIN DE BRICHAMBAUT: application on several areas with different climate in Algeria," *International Journal of Energetica (IJECA)*, vol. 1, no. 1, pp. 20-29, 2016.
- [65] B. M. Diaconu, S. Varga, and A. C. O. liveira, "Numerical simulation of a solar-assisted ejector air conditioning system with cold storage," *Energy*, vol. 36, no. 11, pp. 1280-1291. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.11.015>, 2011.
- [66] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and S. Largot, "Etude optique et thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique en site d'Alger, Algerie," in *IXth International Congress on Renewable Energy and the Environment, Djerba, Tunisie, 18-20 March 2015*.
- [67] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Numerical modeling of a parabolic trough solar collector at Bouzaréah, Algeria," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, vol. 4, no. 2, pp. 11-25, 2015.
- [68] N. Al-Khalidy, "An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113: Etude expérimentale d'une machine frigorifique à éjecteur au R113," *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, no. 8, pp. 617-625. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00030-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00030-9), 1998.
- [69] B. J. Huang, J. M. Chang, V. A. Petrenko, and K. B. Zhuk, "A solar ejector cooling system using refrigerant R141b," *Solar Energy*, vol. 64, no. 4-6, pp. 223-226. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00082-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00082-6), 1998.
- [70] G. K. Alexis and E. K. Karayiannis, "A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area," *Renewable Energy*, vol. 30, no. 9, pp. 1457-1469. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.11.004>, 2005.
- [71] H. K. Ersoy, S. Yalcin, R. Yapici, and M. Ozgoren, "Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey," *Applied Energy*, vol. 84, no. 9, pp. 971-983. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.10.001>, 2007.
- [72] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Elakhdar, "A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids," *International journal of energy research*, vol. 32, no. 13, pp. 1194-1201. <http://dx.doi.org/10.1002/er.1413>, 2008.
- [73] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, "Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning " *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 4, no. 1, pp. 2-8, <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctn001>, 2009.
- [74] M. Dennis and K. Garzoli, "Use of variable geometry ejector with cold store to achieve high solar fraction for solar cooling," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1626-1632. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.08.006>, 2011.

- [75] D. K. Gupta, R. Kumar, and N. Kumar, "First and second law analysis of solar operated combined Rankine and ejector refrigeration cycle," *Applied Solar Energy*, vol. 50, no. 2, pp. 113-121. <https://doi.org/10.3103/S0003701X14020066>, 2014.
- [76] BourhanTashtoush, A. Alshare, and S. Al-Rifai, "Hourly dynamic simulation of solar ejector cooling system using TRNSYS for Jordanian climate," *Energy Conversion and Management*, vol. 100, pp. 288-299. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.010>, 2015.
- [77] X. Ma, W. Zhang, S. A. Omer, and S. B. Riffat, "Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 11-12, pp. 1320-1325. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.011>, 2010.
- [78] K. Śmierciew, J. Gagan, D. Butrymowicz, and J. Karwacki, "Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system," *Energy and Buildings*, vol. 80, pp. 260-267. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.05.033>, 2014.
- [79] I. W. Eames, M. Worall, and S. Wu, "An experimental investigation into the integration of a jet-pump refrigeration cycle and a novel jet-spray thermal ice storage system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 53, no. 2, pp. 285-290. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.015>, 2013.
- [80] P. R. Pereira et al., "Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid," *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 77-85. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.016>, 2014.
- [81] B. J. Huang, J. M. Chang, V. A. Petrenko, and K. B. Zhuk, "A solar ejector cooling system using refrigerant R141b," *Solar Energy*, vol. 64, no. 4-6, pp. 623-626. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00082-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00082-6), 1998.
- [82] R. H. Yen et al., "Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, pp. 1512-1520. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.04.005>, 2013.
- [83] H. Vidal, S. Colle, and G. d. S. Pereira, "Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system," vol. 26, no. 7, pp. 663-672. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.09.012>, 2006.
- [84] J. Guo and H. G. Shen, "Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 2, pp. 175-181. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.016>, 2009.
- [85] T. J. Zhang and S. Mohamed, "Conceptual design and analysis of hydrocarbon-based solar thermal power and ejector cooling systems in hot climates," *Journal of Solar Energy Engineering* September 10, 2014 137(2):021001, vol. 137, no. 2, pp. 021001(1-9). <http://dx.doi.org/10.1115/1.4028365>, 2014.
- [86] BourhanTashtoush, A. Alshare, and S. Al-Rifai, "Performance study of ejector cooling cycle at critical mode under superheated primary flow," *Energy Conversion and Management*, vol. 94, pp. 300-310. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.039>, 2015.
- [87] B. J. Huang, S. S. Hu, and S. H. Lee, "Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect," *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, no. 3, pp. 476-484. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.004>, 2006.
- [88] P. Srisastra and S. Aphornratana, "A circulating system for a steam jet refrigeration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 14-15, pp. 2247-2257. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.12.008>, 2005.
- [89] B. M. Ziapour and A. Abbasy, "First and second laws analysis of the heat pipe/ejector refrigeration cycle," *Energy and Buildings*, vol. 35, no. 8, pp. 3307-3314. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.04.016>, 2010.

- [90] V. M. Nguyen, S. B. Riffat, and P. S. Doherty, "Development of a solar-powered passive ejector cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 2, pp. 157-168. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00032-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00032-6), 2001.
- [91] Z. Dai, Y. He, Y. Huang, L. Tang, and G. Chen, "Ejector performance of a pump-less ejector refrigeration system driven by solar thermal energy," presented at the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, July 16-19, 2012.
- [92] J. H. Wang, J. H. Wu, S. S. Hu, and B. J. Huang, "Performance of ejector cooling system with thermal pumping effect using R141b and R365mfc," *Applied Thermal Engineering*, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.08.015 vol. 29, no. 10, pp. 1904-1912. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.015>, 2009/7// 2009.
- [93] S. Shen, X. Qu, B. Zhang, S. Riffat, and M. Gillott, "Study of a gas-liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 17-18, pp. 2891-2902. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.02.012>, 2005.
- [94] F. Wang and S. Shen, "A novel solar bi-ejector refrigeration system and the performance of the added injector with different structures and operation parameters," *Solar Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 2186-2194. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.08.012>, 2009.
- [95] J. Kasperski, "Two kinds of gravitational ejector refrigerator stimulation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 16, pp. 3380-3385. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.05.014>, 2009.
- [96] J. Kasperski, "Rotational type of a gravitational ejector refrigerator – A system balance of the refrigerant analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, no. 1, pp. 3-11. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.08.008>, 2010.
- [97] S. B. Riffat and A. Holt, "A novel heat pipe/ejector cooler," *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, no. 3-4, pp. 93-101. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00053-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00053-7), 1998.
- [98] J. Wang, Y. Dai, T. Zhang, and S. Ma, "Parametric analysis for a new combined power and ejector-absorption refrigeration cycle," *Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 1587-1593. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.07.004>, 2009.
- [99] L.-T. Chen, "A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system," *Applied Energy*, vol. 30, no. 1, pp. 37-51. [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(88\)90053-0](https://doi.org/10.1016/0306-2619(88)90053-0), 1988.
- [100] D.-W. Sun, I. W. Eames, and S. Aphornratana, "Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle — I: computer simulation," vol. 19, no. 3, pp. 172-180. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(96\)00010-2](https://doi.org/10.1016/0140-7007(96)00010-2), 1996.
- [101] L. Jiang, Z. Gu, X. Feng, and Y. Li, "Thermo-economical analysis between new absorption-ejector hybrid refrigeration system and small double-effect absorption system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 9, pp. 1027-1036. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00004-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00004-2), 2002.
- [102] A. Sözen and M. Özalp, "Solar-driven ejector-absorption cooling system," *Applied Energy*, vol. 80, no. 1, pp. 97-113. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.03.005>, 2005.
- [103] V. J. P. Reddy and S. S. Murthy, "Studies on an Ejector-Absorption Refrigeration Cycle with New Working Fluid Pairs " in RIO 5 - World Climate & Energy Event, Rio de Janeiro, Brazil 15-17 February 2005, pp. 113-122. http://www.rio12.com/rio5/proceedings/Efficiency/Reddy_et_al_113-122.pdf.
- [104] D. Hong, G. Chen, L. Tang, and Y. He, "A novel ejector-absorption combined refrigeration cycl," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1596-1603. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.007>, 2011.

- [105] R. Sirwan, M. A. Alghoul, K. Sopian, Y. Ali, and J. Abdulateef, "Evaluation of adding flash tank to solar combined ejector–absorption refrigeration system," *Solar Energy*, vol. 91, pp. 283-296. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.01.018>, 2013.
- [106] C. H. Li, R. Z. Wang, and Y. Z. Lu, "Investigation of a novel combined cycle of solar powered adsorption–ejection refrigeration system," *Renewable Energy*, vol. 26, no. 4, pp. 611-622. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00108-2](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00108-2), 2002.
- [107] X. J. Zhang and R. Z. Wang, "A new combined adsorption–ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 11, pp. 1245-1258. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00043-1](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00043-1), 2002.
- [108] M. Sokolov and D. Hershgal, "Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization," *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, no. 6, pp. 351-356. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(90\)90023-P](https://doi.org/10.1016/0140-7007(90)90023-P), 1990.
- [109] B. J. Huang, V. A. Petrenko, J. M. Chang, C. P. Lin, and S. S. Hu, "A combined-cycle refrigeration system using ejector-cooling cycle as the bottom cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, no. 1, pp. 391-399. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00040-2](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00040-2), 2001.
- [110] D.-W. Sun, "Evaluation of a combined ejector–vapour-compression refrigeration system," *International Journal of Energy Research*, vol. 22, no. 4, pp. 333-343. [http://dx.doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(19980325\)22:4<333::AID-ER369>3.0.CO;2-0](http://dx.doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(19980325)22:4<333::AID-ER369>3.0.CO;2-0), 1998.
- [111] Da-WenSun, "Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration," *Energy Conversion and Management*, vol. 38, no. 5, pp. 479-491. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00063-5](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00063-5), 1997.
- [112] M. Sokolov and D. Hershgal, "Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner," *Solar Energy*, vol. 51, no. 3, pp. 183-194. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(93\)90095-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(93)90095-6), 1993.
- [113] A. Arbel and M. Sokolov, "Revisiting solar-powered ejector air conditioner—the greener the better," *Solar Energy*, vol. 77, no. 1, pp. 57-66. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.03.009>, 2004.
- [114] J. I. Hernandez, R. J. Dorantes, R. Best, and C. A. Estrada, "The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b," *Applied Thermal Engineering*, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2003.12.016 vol. 24, no. 13, pp. 1765-1783. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.016>, 2004/9//2004.
- [115] H. Vidal and S. Colle, "Simulation and economic optimization of a solar assisted combined ejector–vapor compression cycle for cooling applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 5, pp. 478-486. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.10.008>, 2010.
- [116] M. Worall, S. Omer, and S. B. Riffat, "Design analysis of a hybrid jet-pump CO₂ compression system " presented at the 9 th International Conference on Sustainable Energy Technologies; Shanghai, China. , 24-27 August, 2010
- [117] V. O. Petrenko, B. J. Huang, and V. O. Ierin, "Design-theoretical study of cascade CO₂ sub-critical mechanical compression/butane ejector cooling cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1649-1656. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.012>, 2011.
- [118] R. B. Mansour, M. Ouzzane, and Z. Aidoun, "Numerical evaluation of ejector-assisted mechanical compression systems for refrigeration applications," *International Journal of Refrigeration*, vol. 43, pp. 36-49. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.010>, 2014.
- [119] Y. Zhu and P. Jiang, "Hybrid vapor compression refrigeration system with an integrated ejector cooling cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 1, pp. 68-78. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.003>, 2012.

- [120] P. Chaiwongsa and S. Wongwises, "Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 4, pp. 601-608. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.006>, 2007.
- [121] A. A. Kornhauser, "The use of an ejector as a refrigerant expander," in *International Refrigeration and Air Conditioning*, Purdue University, USA, 1990, pp. 10-19. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/82>: Purdue e-Pubs.
- [122] S. Disawas and S. Wongwises, "Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device," *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, no. 6, pp. 587-594. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002>, 2004.
- [123] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Bouzaina, "Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander," *International Journal of Energy Research*, vol. 31, no. 4, pp. 364-375. <http://dx.doi.org/10.1002/er.1260>, 2007.
- [124] J. Sarkar, "Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants," *International Journal of Energy Research*, vol. 34, no. 1, pp. 84-94. <http://dx.doi.org/10.1002/er.1558>, 2010.
- [125] P. Chaiwongsa and S. Wongwises, "Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device," *Applied Thermal Engineering*, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.05.005 vol. 28, no. 5-6, pp. 467-477. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.05.005>, 2008/4// 2008.
- [126] N. Bilir and H. K. Ersoy, "Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector," *International Journal of Energy Research*, vol. 33, no. 5, pp. 469-480. <http://dx.doi.org/10.1002/er.1488>, 2009.
- [127] D. A. Dokandari, A. S. Hagh, and S. M. S. Mahmoudic, "Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO₂/NH₃ cascade refrigeration cycles (novel CO₂/NH₃ cycle)," *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 26-36. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.012>, 2014.
- [128] N. B. Sag, H. K. Ersoy, A. Hepbasli, and H. S. Halkaci, "Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities," *Energy Conversion and Management*, vol. 90, pp. 184-194. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.11.023>, 2015.
- [129] H. K. Ersoy and N. B. Sag, "Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander," *International Journal of Refrigeration*, vol. 43, pp. 97-110. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.006>, 2014.
- [130] L. Boumaraf, P. Haberschill, and A. Lallemand, "Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf," *International Journal of Refrigeration*, vol. 45, pp. 148-159. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.021>, 2014.
- [131] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang, "Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle," *Applied Energy*, vol. 121, pp. 96-103. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>, 2014.
- [132] J. Yu, H. Chen, Y. Ren, and Y. Li, "A new ejector refrigeration system with an additional jet pump," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 2-3, pp. 312-319. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.04.018>, 2006.
- [133] J. Yu and Y. Li, "A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 3, pp. 464-470. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.08.011>, 2007.

- [134] J. Yu, Y. Ren, H. Chen, and Y. Li, "Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance," vol. 48, no. 4, pp. 1193-1199. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.10.009>, 2007.
- [135] M. E. Ahammed, S. Bhattacharyya, and M. Ramgopal, "Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector," *International Journal of Refrigeration*, vol. 45, pp. 177-188. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.010>, 2014.
- [136] M. Elakdhar, E. Nehdi, and L. Kairouani, "Analysis of a Compression/Ejection Cycle for Domestic Refrigeration," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 46, no. 13, pp. 4639-4644. <http://dx.doi.org/10.1021/ie070377e>, 2007.
- [137] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering : Processes and Systems*, 1st ed. Academic Press, 2009, pp. 7-42.
- [138] M. Ghodbane, N. Moumami, B. Boumeddane, S. Largot, and H. Berkane, "Study and numerical simulation of solar system for air heating," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 1, pp. 41-60. <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i1.3>, 2016.
- [139] A. Rabl, *Active solar collectors and their applications*. New York Oxford, Oxford University Press, 1985, pp. 3-25.
- [140] F. J. Cabrera, A. Fernández-García, R. M. P. Silva, and M. Pérez-García, "Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 103-118. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.081>, 2013.
- [141] DENA. (2013). *Systèmes de miroirs à concentration en ligne*, site web (<http://www.renewables-made-in-germany.com>).
- [142] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and S. Largot, "Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie," *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*, vol. 3, no. 2, pp. 68-74, 2015.
- [143] R. Guillo. (2016). *Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques*, site de web: http://www.ecosources.info/dossiers/Centrale_solaire_thermique_capteurs_cylindro-paraboliques.
- [144] E. G. Najla, "La centrale hybride de Hassi R'mel," in *Bulletin des énergies renouvelables*, 2011, pp. 17-18.
- [145] E. G. Najla. (Samedi 4 février 2012). *La centrale hybride de Hassi R'mel*, site de web: <https://portail.cder.dz/spip.php?article1960>.
- [146] T. Wendelin, A. Dobos, and A. Lewandowski, "Technical Report, SolTrace: A Ray-Tracing Code for Complex Solar Optical Systems," *Technical Report October 2013 2013*, Available: <http://www.osti.gov/bridge>.
- [147] infoclimat. (2016).
- [148] Bonnet, M. Alphilippe, and P. Stouffs, "Conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des installations de faible ou de moyenne puissance: Réflexion sur choix du meilleurs degré de concentration," in *11 ème journée internationales de thermique*, 2003, pp. 73-80: *Revue d'énergie renouvelable*.
- [149] N. E. Gharbi, H. Derbal, S. Bouaichaoui, and N. Said, "A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies," *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 565–572. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.065>, 2011.
- [150] D. Y. Goswami, F. Kreith, and J. F. Kreider, "Off-Normal Incidence Effects," in *Principles of solar engineering* 2nd ed.: Taylor & Francis, 1999, p. 139.
- [151] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: theoretical and experimental study," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, no. C, pp. 176-186. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.06.006>, 2016.

- [152] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar energy of thermal processes*, 4th ed. John Wiley & Sons, 2013.
- [153] F. Veynandt, "Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel: modélisation de l'ensemble du procédé," Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), Université de Toulouse, 2011.
- [154] C. Silvi, "Italian contribution to CSP with flat reflectors," in *ISES Solar World Congress*, 28 Aug. - 02 Sept. 2011: Kassel Germany, 2011.
- [155] S. Kalogirou, "Fresnel collectors," in *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, vol. ISBN 978-0-12-374501-9, 1st, Ed.: Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 2009, p. 152.
- [156] P. Garcia, "Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur," Doctorat, Energétique et Environnement, Université de Perpignan, 2007.
- [157] B. S. Negi, S. S. Mathur, and T. C. Kandpal, "Optical and thermal performance evaluation of a linear fresnel reflector solar concentrator," *Solar & Wind Technology*, vol. 6, no. 5, pp. 589-593. [https://doi.org/10.1016/0741-983X\(89\)90095-7](https://doi.org/10.1016/0741-983X(89)90095-7), 1989.
- [158] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "Design and experimental study of a solar system for heating water utilizing a linear fresnel reflector," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 3, pp. 804-825. <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i3.8>, 2016.
- [159] O. solaire. (2012). Centrales à réflecteurs de Fresnel, site web: <http://outilssolaires.com/developpement-durable/energie-solaire/reflecteurs-fresnel+a156.html>.
- [160] C. Choudhury and H. K. Sehgal, "A Fresnel strip reflector-concentrator for tubular solar-energy collectors," *Applied Energy*, vol. 23, no. 2, pp. 143-154. [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(86\)90036-X](https://doi.org/10.1016/0306-2619(86)90036-X), 1986.
- [161] P. L. Singh, S. Ganesan, and G. C. Yadav, "Technical note: Performance study of a linear Fresnel concentrating solar device," *Renewable Energy*, vol. 18, no. 3, pp. 409-416. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(98\)00805-2](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(98)00805-2), Received 10July 1998 accepted 3November 1998 1999.
- [162] D. R. Mills and G. L. Morrison, "Compact Linear Fresnel Reflector solar thermal power plants," *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263-283. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(99\)00068-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(99)00068-7), 2000/3/3/ 2000.
- [163] P. L. Singh, R. M. Sarviya, and J. L. Bhagoria, "Thermal performance of linear Fresnel reflecting solar concentrator with trapezoidal cavity absorbers," *Applied Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 541-550. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.019>, 2010.
- [164] M. A. Moghimi, K. J. Craig, and J. P. Meyer, "A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method," *Solar Energy*, vol. 116, pp. 407-427. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.04.014>, 2015.
- [165] M. A. Moghimi, K. J. Craig, and J. P. Meyer, "Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector," *Solar Energy*, vol. 119, pp. 343-361. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.07.009>, 2015.
- [166] H. P. Garg, "Design and performance of a large-size solar water heater," *Solar Energy*, vol. 14, no. 3, pp. 303-312. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(73\)90097-2](https://doi.org/10.1016/0038-092X(73)90097-2), 1973.
- [167] Y. M. Dakhoul, R. E. Somers, and R. D. Haynes, "A conceptual design for a space-based solar water heater," *Solar Energy*, vol. 44, no. 3, pp. 161-171. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(90\)90080-V](https://doi.org/10.1016/0038-092X(90)90080-V), 1990.

- [168] M. Hussain and T. P. Urmee, "Design and fabrication of low cost solar water heaters," *Renewable Energy*, vol. 9, no. 1-4, pp. 609-612. [https://doi.org/10.1016/0960-1481\(96\)88362-5](https://doi.org/10.1016/0960-1481(96)88362-5), 1996.
- [169] O. Helal, B. Chaouachi, and S. Gabsi, "Design and thermal performance of an ICS solar water heater based on three parabolic sections," *Solar Energy*, vol. 85, no. 10, pp. 2421–2432. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.06.021>, 2011.
- [170] M. Arab and A. Abbas, "Model-based design and analysis of heat pipe working fluid for optimal performance in a concentric evacuated tube solar water heater," *Solar Energy*, vol. 94, pp. 162–176. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.03.029>, 2013.
- [171] Wikipedia. Déclinaison (astronomie), site web (http://fr.wikipedia.org/wiki/D%C3%A9clinaison_%28astronomie%29), Dernière modification le 25 janvier 2015.
- [172] A. A. Sfeir and G. Guarracino, *Ingénierie des systèmes solaires - Applications à l'habitat*, Paris ed. 1981.
- [173] J. D. Nixon and P. A. Davies, "Cost-exergy optimisation of linear Fresnel reflectors," *Solar Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 147-156. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.09.024>, 2012.
- [174] H. Chabahi, B. Boumeddane, and N. Said, "Dimensionnement et expérimentation d'un concentrateur linéaire a miroirs de fresnel," *Ingénieur d'état*, Mechanical Departement, Saad Dahlab University, Blida 1, Algeria, 2011.
- [175] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231-295. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2004.02.001>, 2004.
- [176] P. Bermejo, F. J. Pino, and F. Rosa, "Solar absorption cooling plant in Seville," *Solar Energy*, vol. 84, no. 8, pp. 1503–1512. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.05.012>, 2010.
- [177] D. Barlev, R. Vidu, and P. Stroeve, "Innovation in concentrated solar power," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 95, no. 10, pp. 2703–2725. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2011.05.020>, 2011.
- [178] R. Grena and P. Tarquini, "Solar linear Fresnel collector using molten nitrates as heat transfer fluid," *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 1048-1056. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.12.003>, 2011.
- [179] G. Gouhman, M. Koudrachova, N. Milevskaia, and F. Eydinova, "Surfaces sélectives : propriétés optiques et estimation de l'efficacité énergétique dans l'application aux récepteurs solaires," *Revue de Physique Appliquée*, vol. 15, no. 3, pp. 393-396. <https://doi.org/10.1051/rphysap:01980001503039300>, Mars 1980.
- [180] Wikipedia. (2015). Emissivité. Available: <http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89missivit%C3%A9>
- [181] S. A. Kalogirou, "Performance of Solar Collectors," in *Solar energy engineering : processes and systems 1st ed ed.*: Academic Press is an Imprint of Elsevier, 2009.
- [182] A. Rabl, "Collector efficiency and collector testing," in *Active solar collectors and their applications*: Oxford university press, New York, 1985.
- [183] J. A. Duffie and W. A. Beckman, "Collector tests: Efficiency, incidence angle modifier, and time constant," in *Solar Engineering of Thermal Processes 4th ed ed.*: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [184] C. Tzivanidis, E. Bellos, D. Korres, K. A. Antonopoulos, and G. Mitsopoulos, "Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 6, pp. 226–237, 2015.
- [185] Y. A. Cengel, *Heat Transfer: a Practical Approach*, 2nd ed. 2003.
- [186] wikipedia. (2014). Prandtl number. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Prandtl_number

- [187] Wikipedia. (2015). Viscosity. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Viscosity#Kinematic_viscosity
- [188] Wikipedia. (2014). Thermal diffusivity. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Thermal_diffusivity
- [189] I. W. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 6, pp. 378-386. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98160-M](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98160-M), 1995.
- [190] S. Benhadid-Dib and A. Benzaoui, "Refrigerants and their impact in the environment. Use of the solar energy as the source of energy," *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 347–352. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.040>, 2011.
- [191] J. A. Dopazo, J. Fernández-Seara, J. Sieres, and F. J. Uhia, "Theoretical analysis of a CO₂–NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1577–1583. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006>, 2009.
- [192] N. J. Campbell and A. McCULLOCH, "The climate change implications of manufacturing refrigerants: A calculation of 'production' energy contents of some common refrigerants," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 76, no. 3, pp. 239-244. <https://doi.org/10.1205/095758298529542>, August 1998.
- [193] C. Aprea and C. Renno, "Experimental comparison of R22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 11-12, pp. 1807–1819. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.10.001>, 2004.
- [194] G. Venkatarathnam, G. Mokashi, and S. S. Murthy, "Occurrence of pinch points in condensers and evaporators for zeotropic refrigerant mixtures," *Int Journal of Refrigeration*, vol. 19, no. 6, pp. 361-368. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(96\)00023-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(96)00023-0), 1996.
- [195] C. Aprea and A. Maiorino, "Numerical analysis of an air condenser working with the refrigerant fluid R407C," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 14-15, pp. 2592–2599. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.01.026>, 2007.
- [196] B. J. Huang and J. M. Chang, "Empirical correlation for ejector design," *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, no. 5, pp. 379–388. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00002-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00002-X), 1999.
- [197] Y.-J. Chang and Y.-M. Chen, "Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 22, no. 3-4, pp. 203-211. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(00\)00028-5](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(00)00028-5), 2000.
- [198] ASHRAE, "Steam-Jet Refrigeration Equipment," in *Ashrae Handbook*. Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Chapter 13): Inc. Equipment, 1983, pp. 1-6.
- [199] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Wiley, 2013.