

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'Obtention du Diplôme

de MASTER académique en génie mécanique

Option : Energétique

THEME

Chauffage-eau thermodynamique à capteur aérosolaire

Réalisé par : Mr SAMET Samir

Encadrées par : Mr LAMROUS

Promotion :2011-2012

Remerciements

Je remercie tout d'abord le bon dieu de m'avoir donné la force, la volonté et le courage pour l'élaboration de ce travail.

Je remercie mon promoteur Mr LAMROUS Nacer pour avoir bien voulu m'encadrer et pour ses précieux conseils et orientations.

Je remercie mes très proches amis

Je remercie mes camarades

Mes remerciements vont également à tous mes enseignants, les responsables et personnel du département de Génie mécanique.

J'adresse mes plus vifs remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Je dédie ce modeste travail

À mes parents

À mes frères et sœurs

À toute ma famille

À mon ami Nourdine

Et à tous mes amis

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre 1 : Notions générales sur l'énergie solaire	
1.1. Introduction.....	3
1.2. Mouvement de la Terre autour du Soleil.....	3
1.3. Coordonnées géographiques terrestres.....	4
1.3.1. Latitude (φ).....	4
1.3.2. Longitude (l).....	4
1.3.3. Altitude (z).....	4
1.3.4. Position du Soleil.....	4
1.3.4.1. Coordonnées équatoriales.....	5
a. Déclinaison du soleil δ	5
b. Angle horaire du soleil ω	5
1.3.4.2. Coordonnées horizontales.....	6
a. Hauteur du soleil h	6
b. Azimut du soleil ξ	6
1.4. Orientation d'un plan.....	7
1.5. Angle d'inclinaison optimum annuel.....	7
1.6. Lever et coucher du soleil. Durée du jour.....	8
1.7. Angle d'Incidence sur un plan.....	8
1.8. Rayonnement extraterrestre.....	9
1.9. Rayonnement terrestre et indice de clarté.....	10
1.9.1. Indice de clarté.....	10
1.9.2. Rayonnement total sur le plan incliné.....	10
1.10. Les appareils de mesure.....	13
1.10.1. Les bolomètres.....	13
1.10.2. Les pyranomètres.....	13
a. Le pyrromètre.....	13
b. Le pyrhéliomètre.....	14
c. Les pyranomètres d'Eppley.....	14
1.11. Conclusion.....	14
Chapitre 2 : Chauffe-eau solaire	
2.1. Introduction.....	16
2.2. Capteurs solaires thermiques.....	16
2.2.1. Capteurs plans vitrés.....	16
2.2.2. Capteurs à tubes.....	17
a. Tubes à une seule paroi.....	18
b. Tubes de type Thermos.....	18
2.2.3. Capteurs plans sans vitrage.....	18
a. Les absorbeurs en matériaux synthétiques.....	19
b. Capteur aérosolaire.....	19

2.2.4. Bilan énergétique d'un capteur aérosolaire.....	20
2.2.5. Rendement du capteur aérosolaire.....	20
2.3. Le stockage solaire.....	21
2.3.1. Stockage par chaleur sensible.....	21
a. Stockage par un liquide.....	21
b. Stockage par des solides.....	21
2.3.2. Stockage par chaleur latente.....	21
2.3.3. Stockage par réaction chimique.....	22
2.3.4. Ballon de stockage d'eau chaude sanitaire.....	22
2.3.5. Modèles des ballons solaires simplifiés.....	23
2.3.5.1. Modèle à stockage brassé « Fuled mixed ».....	24
2.3.6. Les besoin d'eau chaude sanitaire.....	24
2.3.7. Le volume de ballon de stockage d'ECS.....	25
2.4. Systèmes de chauffage solaire de l'eau.....	25
2.4.1. Systèmes passifs.....	26
a. Thermosiphon.....	26
b. Stockage intégré.....	27
2.4.2. Systèmes actifs.....	28
a. Les systèmes de chauffage de l'eau à circulation directe.....	28
b. Les systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte.....	29
b.1. Charge via un échangeur de chaleur interne.....	29
b.2. Charge via un échangeur de chaleur externe.....	39
c. Systèmes de chauffage air-eau.....	30
d. Système à pompe à chaleur.....	31
d.1. Système à évaporateur immergé.....	31
d.2. Système à capteur aérosolaire.....	31
Chapitre 3 : Pompe à chaleur à capteur aérosolaire (Direct-expansion solar-assisted heat pump « DX-SAHP »)	
3.1. Introduction.....	32
3.2. Pompe à chaleur.....	32
3.2.1. Description et fonctionnement.....	33
3.2.2. Historique des différentes recherches menues sur les pompes à chaleur à capteur aérosolaire.....	34
3.3. Principale éléments d'un chauffe-eau thermodynamique à capteur aérosolaire.....	39
3.3.1. Le Capteur aérosolaire.....	39
3.3.2. Compresseur.....	40
a. Les turbocompresseurs.....	40
b. Les compresseurs à pistons hermétiques.....	40
c. Les compresseurs à pistons semi-hermétiques.....	41
d. Les compresseurs rotatifs.....	41
3.3.3. Condenseur.....	42
a. Échangeurs internes.....	42
b. Échangeur externe.....	43
b.1. Échangeurs à plaques.....	43

b.2. Échangeurs serpentin coaxial à contre-courant.....	43
3.3.4. Vanne de détente.....	44
a. Le détendeur thermostatique.....	44
3.3.5. Fluide frigorigène.....	
3.3.5.1. Différents type de Fluide frigorigène.....	45
a. Les substances inorganiques pures.....	46
b. Les hydrocarbures.....	46
c. Les hydrocarbures halogénés.....	46
c.1. Les CFC (chlorofluorocarbures).....	46
c.2. Les HCFC (hydrochlorofluorocarbures).....	46
c.3. Les HFC (hydrofluorocarbures).....	47
d. Autres fluides pouvant être utilisés.....	47
3.3.5.2. Risques dû au fluide frigorigène.....	47
a. Risques pour la santé humaine.....	47
b. Risque d'incendie.....	47
c. Risques environnementaux.....	48
3.3.5.3. Le choix du fluide frigorigène.....	48
3.4. Bilan énergétique.....	49
3.4.1. Rappel de premier principe appliqué à un système ouvert.....	49
3.4.2. Evaporateur.....	50
3.4.3. Compresseur.....	50
3.4.4. Condenseur.....	51
3.4.5. Vanne de détente.....	52
3.4.6. Coefficient de performance.....	52
3.5. Propriétés du fluide frigorigène R134a.....	53
3.5.1. Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R134a à l'équilibre liquide-vapeur.....	53
a. Pression de saturation.....	53
b. Enthalpie de la phase liquide.....	53
3.5.2. Simulation des propriétés thermodynamique de la vapeur surchauffée du R134a...53	
a. Détermination de la relation de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée.....	53
b. Détermination de l'équation du volume spécifique de la phase vapeur surchauffée.....	54
3.6. Conclusion.....	55
Chapitre 4 : Dimensionnement et analyse des performances du système	
4.1. Introduction.....	56
4.2. Description du système.....	56
4.2.1. Ballon de stockage.....	56
4.2.2. Pompe à chaleur à capteur aérosolaire.....	57
a. Capteur aérosolaire.....	57
b. Compresseur.....	57
c. Condenseur.....	58
d. Fluide frigorigène.....	58
4.2.3. Hypothèses de fonctionnements.....	58

4.3. Paramètres de fonctionnements.....	58
4.3.1. Ballon de stockage.....	58
4.3.2. Données géographiques et climatiques.....	59
a. Données géographiques.....	59
b. Données climatiques.....	59
4.4. Dimensionnement du capteur.....	60
4.4.1. Orientation du capteur.....	60
4.4.2. Charge de chauffage.....	60
4.4.3. Temps de chauffage.....	61
4.4.4. Moyennes mensuelles de l'ensoleillement recueillir sur le capteur.....	61
4.4.5. Calcul de la surface de capteur.....	62
4.4.6. Calcul du volume d'aspiration du compresseur.....	62
4.5. Performances du système.....	63
4.6. Résultats et commentaires.....	65
4.6 Conclusion.....	67
Conclusion générale.....	68
Bibliographie	

Liste des tableaux

Tableau 2.1. Demande d'eau chaude quotidienne d'une famille de quatre personnes (litres par personne)

Tableau 4.1. Paramètres de fonctionnements du ballon de stockage.

Tableau 4.2. Températures moyennes mensuelles d'année 2010.

Tableau 4.3. La moyenne mensuelle du rayonnement $\overline{H}_0, \overline{H}$, angle horaire ω_s et durée du jour.

Tableau 4.4. Charges de chauffage mensuelles.

Tableau 4.5. Moyennes mensuelles de l'insolation recueillie sur le capteur.

Tableau 4.7 Evolution des différents paramètres à $T_a = 16^\circ\text{C}$

Tableau 4.7. Evolution des différents paramètres à $G_{tm} = 330 \text{ w/m}^2$

Tableau 4.8. Performance du système

Liste des figures

Figure 1.1. Mouvement de la terre autour du soleil.

Figure 1.2. Les Coordonnées géographiques terrestres.

Figure 1.3. Coordonnées équatoriales.

Figure 1.4. Coordonnées horizontales.

Figure 1.5. Le bolomètre.

Figure 1.6. Le pyrromètre.

Figure 1.7. Le pyrhéliomètre.

Figure 1.8. Le pyranomètre d'Eppley.

Figure 2.1. Capteur plan.

Figure 2.2. Capteur sous vide.

Figure 2.3. Les absorbeurs en matériaux synthétique.

Figure 2.4. Capteur aérosolaire.

Figure 2.5. Ballon stratifié.

Figure 2.6. Schéma de principe d'un système fonctionnant en thermosiphon.

Figure 2.7. Le système à stockage intégré.

Figure 2.8. Système à circulation forcée.

Figure 2.9. Figure Systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte Charge via un échangeur de chaleur interne.

Figure 2.10. Figure Systèmes de chauffage d'eau à circulation indirects Charge via un échangeur de chaleur externe.

Figure 3.1. Schéma du principe d'une pompe à chaleur.

Figure 3.2. Schéma de fonctionnement et diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur.

Figure 3.3. DX-SAHP pour la production d'eau chaude sanitaire de Chaturvedi et al

Figure 3.4. DX-SAHP à deux capteurs solaires de types différents, étudié par Ito et al

Figure 3.5. Schéma du dispositif expérimental de la PAC utilisée à la fois comme pompe à chaleur classique ou DX-SAHP, conçu par Torres-Reyes et Cervantes de Gortari.

Figure 3.6. DX-SAHP type intégral de Chyng et al. All (dimensions en cm).

Figure 3.7. Schéma de la DX-SAHP utilisée pour le chauffage de l'eau par Kuang et al.

Figure 3.8. Capteur aérosolaire.

Figure 3.9. Turbocompresseur.

Figure 3.10. Compresseurs à pistons hermétiques.

Figure 3.11. Compresseurs à pistons semi-hermétiques.

Figure 3.12. Compresseurs rotatifs.

Figure 3.13. Échangeur interne.

Figure 3.14. Échangeur a plaque.

Figure 3.15. Échangeur serpentin coaxial à contre-courant.

Figure 3.16. Vannes de détente.

Figure 3.17. Représentation schématique d'un système thermodynamique ouvert.

Figure 3.18. Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur.

Figure 3.19. Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur

Figure 3.20. Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur

Figure 3.21. Flux de masse et d'énergie à travers un organe de détente.

Figure 4.1. schéma de système de chauffage à capteur aérosolaire.

Figure 4.2. Organigramme de calcul des paramètres de performances

Figure 4.3. Evolution de T_{ev} en fonction G_{tm} .

Figure 4.4. Evolution de T_{ev} en fonction T_a .

Figure 4.5. Evolution de η_{cap} en fonction de coefficient de déperdition $\frac{(T_{ev} - T_a)}{G_{tm}}$.

Figure 4.6. L'évolution de COP en fonction T_{ev} .

Figure 4.7. L'évolution de COP en fonction G_{tm} .

Nomenclature :

A_c : Surface du capteur(m^2).

COP : Coefficient de performance

COP_{th} : Coefficient de performance théorique de Carnot

D_i : Durée insolation de jour (h)

D_L : La durée du jour ($^\circ$)

DE : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (h)

E_t : Correction de l'équation des temps (h)

E_T : Energie totale (J).

F' : Facteur d'efficacité de capteur.

f : Coefficient de majoration

G_0 : L'irradiation solaire extraterrestre sur une surface horizontale (w/m^2)

G_B : Irradiation directe sur un plan horizontale(w/m^2)

G_{Bt} : Irradiation directe sur un plan incliné (w/m^2)

G_c : Correction de la constante solaire (w/m^2)

G_{Dt} : Irradiation diffuse sur un plan incliné (w/m^2)

G_{Gt} : Irradiation diffuse rétrodiffusée du sol sur un plan incliné (w/m^2)

G_{sc} : Constante solaire (w/m^2)

G_{tm} : Puissance moyenne incidente sur le plan incliné(w/m^2).

\bar{H}_0 : La moyenne mensuelle du rayonnement extra-terrestre sur une surface horizontale au-dessus de l'atmosphère (MJ/m^2)

\bar{H}_B : La moyenne mensuelle d'irradiation sur un plan horizontal (MJ/m^2)

\bar{H}_D : La moyenne mensuelle d'irradiation diffuse (MJ/m^2)

\bar{H} : La moyenne mensuelle du rayonnement quotidien sur une surface horizontale au niveau du sol (MJ/m^2)

H_0 : L'irradiation solaire extraterrestre sur une surface horizontale durant la journée (MJ/m^2)

h : Hauteur du soleil ($^\circ$)

h_1, h_2, h_3, h_4 : Enthalpie massique (KJ/Kg)

h_l : Enthalpie de la phase liquide (KJ/kg)

i : Angle d'Incidence sur un Plan ($^\circ$)

j : Le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier

\bar{K}_T : Indice de clarté

k : Indice polytropique de R134a

l : Longitude ($^\circ$)

\dot{m}_r : Débit de fluide frigorigène (Kg/s)

N : Nombre de tours de compresseur (tr/min).

N_p : Nombre de personnes.

P : Pression de saturation (bar)

P_1, P_2 : Pression à la rentrée et à la sortie de compresseur (bar)
 Q_c : Energie transmise à la source chaude (J)
 Q_{ev} :Energie reçu par la source froide (J)
 Q_l : Pertes d'énergie du capteur (J)
 Q_s : L'énergie solaire absorbée (J)
 Q_u : L'énergie utile (J)
 \dot{Q}_c : Puissance cédé par le condenseur (w)
 \dot{Q}_{ev} :Puissance reçu par l'évaporateur (w)
 \dot{Q}_s : Puissance soutirée (W).
 \dot{Q}_u : La puissance utile (w)
 \bar{R}_B : La moyenne mensuelle de facteur d'inclinaison du rayonnement direct
 R_b : Le facteur d'inclinaison du rayonnement direct
 T_a : Température ambiant(°C).
 T_{ev} : Température de fluide frigorigène dans le capteur (°C)
 T_p : Température de l'absorbeur(°C).
 T_w : Température de l'eau dans la cuve (°C)
 T_{al} : Température d'eau de réseaux (°C)
 T_c : Température de fluide frigorigène dans le condenseur (°C)
 TL : Temps légal (h)
 T_s : Température de saturation (°C)
 T_{SV} : Temps solaire vrai (h)
 U_L : Coefficient d'échange global de déperdition($W/m^2\text{°C}$).
 v : Consommation d'un individu (l/pers)
 v_1 : Volume spécifique de fluide frigorigène à la rentrée de compresseur (m^3/Kg).
 V_d : Volume balayé (m^3/tr).
 V_s : Volume de stockage (l)
 \dot{W} : Puissance fournie par le compresseur (w)
 W : Energie mécanique dépensée (J)
 z : Altitude (°)

Symboles Grecs :

α : Coefficients d'absorption.
 β : Angle d'inclinaison du plan (°)
 β_{opt} : Angle d'inclinaison optimum annuel (°)
 γ :Hauteur du plan (°)
 δ : Déclinaison du soleil (°)
 η_c, η_v : Rendement de compresseur et rendement volumique.
 θ_z : C'est l'angle entre la verticale et le soleil (°)
 ξ : Azimut du soleil (°)
 ρ : Masse volumique d'eau (Kg/m^3).

ρ_G :Albédo de sole

σ : Azimut du plan (°)

τ : Coefficients de transmission.

φ : Latitude(°)

ω : Angle horaire du soleil (°)

ω_s : L'angle horaire du coucher du soleil(°)

Ω_r : Heur de levée du soleil(h)

Ω_s : Heur de couché du soleil(h)

L'énergie est à la base de toutes les activités humaines. Actuellement, une grande partie de la demande mondiale en énergie est assurée à partir de ressources fossiles. Une fraction de cette énergie est consacrée à la production d'eau chaude à usage domestique ou industriel. Face aux effets néfastes causés par la combustion des hydrocarbures, et il ne faut pas l'oublier, face à l'épuisement des énergies fossiles, certains pays se sont orientés vers des sources d'énergies renouvelables dans le but d'assurer la durabilité et la protection de l'environnement, points d'achoppement incontournables de toutes les projets actuels de développement. Parmi ces sources nouvellement exploitées, on retrouve en bonne place l'énergie solaire, utilisée de plus en plus ces dernières années, en raison des facilités d'exploitation et de son caractère d'énergie non polluante.

Parmi toutes les utilisations possibles de l'énergie solaire, le chauffage de l'eau à usage domestique est l'une des plus économiques et des plus simples. C'est aussi l'une des plus répandues. Son exploitation se fait avec des moyens et des composants techniques auxiliaires, comme par exemple les pompes à chaleur, où l'utilisation de l'énergie solaire comme source de chaleur permet d'élever considérablement le coefficient de performance de cette machine.

L'idée de combiner pompe à chaleur et énergie solaire a été étudiée par beaucoup de chercheurs à travers le monde. Dans une pompe à chaleur solaire assistée, conventionnelle, l'évaporateur reçoit indirectement l'énergie solaire, via un autre système de captage utilisant principalement de l'eau ou de l'air comme fluide caloporteur. Dans les pompes à chaleur à capteur aérosolaire (direct-expansion solar-assisted heat pump DX-SAHP), le capteur et l'évaporateur sont combinés en une unité appelée capteur aérosolaire, où le fluide frigorigène circulant dans le système s'évapore en absorbant l'énergie solaire incidente. Les pompes à chaleur à capteur aérosolaire offrent plusieurs avantages en comparaison des pompes à chaleur solaire assistée conventionnelle, tel qu'un coefficient de performance élevé, un coût réduit et une durée de vie plus longue.

L'objectif de notre travail est de faire l'étude théorique d'un chauffe-eau avec pompe à chaleur à capteur aérosolaire. Dans cette étude, nous utilisons le modèle statistique de Liu et Jordan pour l'estimation du gisement solaire disponible. Ainsi nous pouvons remonter grâce à ce modèle, aux valeurs moyennes de l'irradiation incidente, directe et diffuse, arrivant en moyenne sur un plan horizontal et incliné, pour la région de Tizi-Ouzou, à partir de certaines données météorologiques de la région et en utilisant les relations astronomiques classiques.

Afin de déterminer la surface de captation à installer, il est indispensable de se fixer les besoins en eau chaude sanitaire. En dernier lieu, nous nous proposons d'étudier les performances de la machine.

Le présent travail est présenté en quatre chapitres :

Le premier sera consacré à des rappels d'astronomie pour repérer la position du soleil et déterminer les différentes grandeurs intervenant dans l'estimation des irradiances incidentes sur un plan horizontal et incliné.

Dans le second chapitre, nous faisons une revue des différentes technologies utilisées dans le domaine des chauffe-eau solaires.

Le troisième chapitre, sera consacré à l'étude du prototype de pompe à chaleur à capteur aérosolaire retenu au chapitre précédent et à l'établissement du bilan énergétique correspondant.

Le dernier chapitre sera consacré aux calculs des différents paramètres de sortie du système et au dimensionnement du capteur aérosolaire. Les résultats obtenus ainsi que les performances de ce système y sont relatés.

Une conclusion sur les résultats obtenus et les perspectives ouvertes par ce travail terminent cette étude.

1.1.Introduction :

Le soleil est l'origine principale de l'énergie disponible sur Terre. Ceci inclut l'énergie thermique directe, l'énergie éolienne, l'énergie hydroélectrique et même l'énergie générée par les hydrocarbures puisque ces derniers sont la conséquence de la photosynthèse.

La connaissance de la position du Soleil dans le ciel à tout instant et en tout lieu est nécessaire pour l'étude de l'énergie interceptée. Les heures du lever et du coucher, ainsi que la trajectoire du Soleil dans le ciel au cours d'une journée permettent d'évaluer des grandeurs, telles que la durée maximale d'insolation, l'irradiation hors atmosphère et l'estimation des irradiances incidentes sur un plan horizontal.

1.2. Mouvement de la Terre autour du Soleil :

La Terre décrit autour du Soleil une orbite elliptique quasi-circulaire avec une période de 365,25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est le plus près du Soleil: 147millions de Km et au solstice d'été qu'elle en est le plus éloigné: 152 millions de Km, la distance moyenne étant de 149,5 millions de Km. La terre coupe le petit axe de son orbite aux équinoxes de printemps (21 Mars) et d'automne (21 Septembre). Elle tourne sur elle-même avec une période de 24 heures. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace, il fait un angle δ avec la normale du plan de l'écliptique (Figure 1) [1].

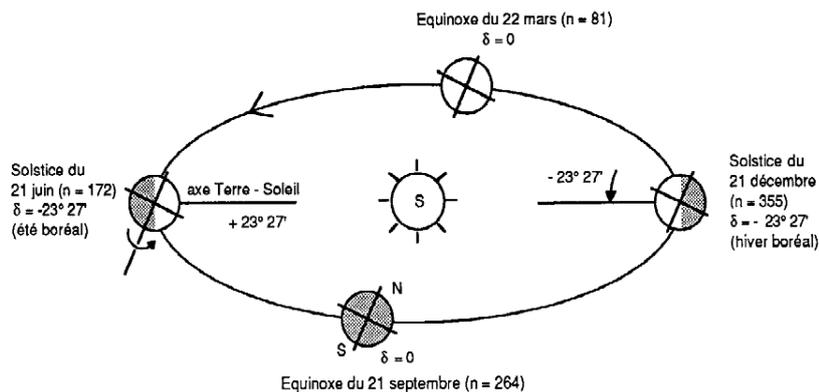


Figure1.1. Mouvement de la Terre autour du Soleil.

1.3.Coordonnées géographiques terrestres :

Un point sur la surface de la Terre est repéré par ses coordonnées géographiques terrestres.

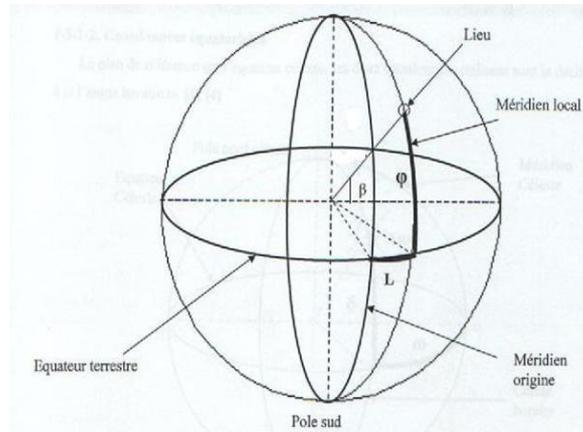


Figure 1.2. Les Coordonnées géographiques terrestres

1.3.1.Latitude (φ) :

Une latitude donne la localisation d'un point par rapport à l'équateur, elle varie entre 0° et 90° , positivement vers le pôle Nord et négativement vers le pôle Sud.

1.3.2.Longitude (λ) :

La longitude d'un lieu donné est l'angle formé par le méridien de ce lieu avec le méridien d'origine (méridien de Greenwich), elle est comptée de 0° à 180° , positivement vers l'est et négativement vers l'ouest.

1.3.3.Altitude (z) :

L'altitude est l'élévation d'un lieu par rapport au niveau de la mer, mesurée en mètre (m).

1.3.4. Position du Soleil :

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

1.3.4.1. Coordonnées équatoriales

Le mouvement du Soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles (δ , ω).

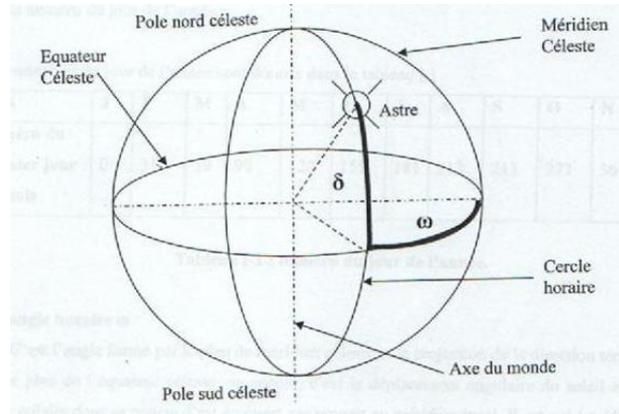


Figure 1.3. Coordonnées équatoriales

a. Déclinaison du Soleil δ :

C'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur le plan équatorial.

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \left(\frac{284 + j}{365} \right) \right) \quad (1.1)$$

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

La déclinaison varie de $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver à $+23^{\circ}27'$ au solstice d'été et elle est nulle aux équinoxes.

b. Angle horaire du Soleil ω :

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

$$\omega = 15 (\text{TSV} - 12) \quad (1.2)$$

TSV: temps solaire vrai.

$$\text{TSV} = \text{TL} - \text{DE} + \left(\frac{E_t + 4l}{60} \right) \quad (1.3)$$

$$E_t = 9.87 \sin(2n) - 7.35 \cos(n) - 1.5 \cos(n) \quad (1.4)$$

$$n = (j - 81) \left(\frac{360}{365} \right) \quad (1.5)$$

TL: temps légal (donné par une montre).

DE: décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (1heure pour l'Algérie).

E_t : la correction de l'équation des temps. Cette correction varie au cours de l'année de -14.3 (mn) à 16.4 (mn). Elle peut être calculée par la formule approchée donnée ci-dessus.

l: Longitude du lieu, en degrés.

1.3.4.2. Coordonnées horizontales :

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et la verticale du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur h et l'azimut ξ (Figure 4) :

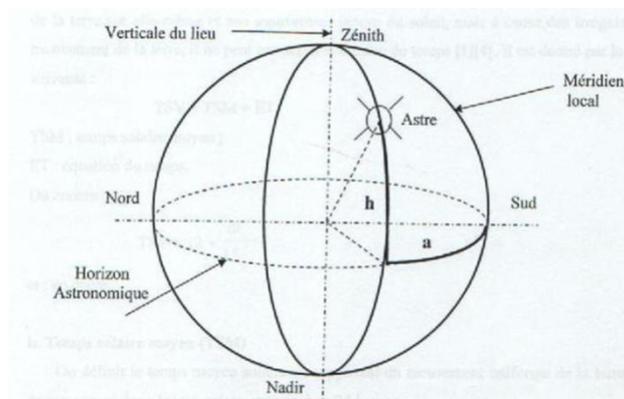


Figure 1.4. Coordonnées horizontales.

a. Hauteur du Soleil h :

C'est l'angle compris entre la direction apparente du Soleil avec sa projection sur le plan horizontal du lieu considéré. Sa valeur est nulle au lever ou au coucher du Soleil et maximale lorsque le Soleil est à son zénith.

Elle varie au cours de la journée en fonction de l'angle horaire ω , et de la latitude φ . De façon telle que :

$$\sin(h) = \cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\delta) \quad (1.6)$$

b. Azimut du Soleil ξ :

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du Soleil sur le plan horizontal et la direction sud.

$$\sin(\xi) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (1.7)$$

1.4. Orientation d'un Plan

Un plan quelconque est défini par deux angles(σ, γ):

γ : hauteur du plan, c'est l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal.

σ : azimut du plan, c'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du Sud.

β : L'inclinaison du plan par rapport au plan horizontal est donnée par:

$$\beta = 90 - \gamma \quad (1.8)$$

1.5. Angle d'inclinaison optimum annuel [2] :

Pour évaluer la valeur de l'angle optimal pour un système, plusieurs propositions de la littérature ont été consultées. Ainsi, pour une inclinaison optimale en moyenne annuelle, Duffie & Beckmann proposent une inclinaison égale à latitude φ du lieu. D'autres auteurs, comme Hottel, préconisent une inclinaison optimale telle que :

$$\beta_{opt} = \varphi + 20^\circ \quad (1.9)$$

Où φ est la latitude du lieu. Il a abouti à ce choix par le fait que les charges en matière de chauffage sont plus importantes durant la période hivernale. L'inclinaison choisie conduit à orienter le capteur d'une manière à minimiser l'angle d'incidence durant cette période puisque la hauteur du Soleil est plus faible. C'est dans le même esprit que Heywood a proposé une autre relation, légèrement remaniée où on a :

$$\beta_{opt} = \varphi + 10^\circ \quad (1.10)$$

Gladius a utilisé les données relatives à quatre sites en Alabama (USA), avec lesquelles il a comparé la quantité d'énergie captée par un capteur plan sous diverses inclinaisons et a établi la relation suivante:

$$\beta_{opt} = \tan^{-1} \left[\frac{\sum_{i=1}^{12} (\bar{H} \tan(\varphi + \delta_i))}{\sum_{i=1}^{12} \bar{H}} \right] \quad (1.11)$$

Avec φ , δ_i et \bar{H} sont respectivement la latitude du lieu, la déclinaison du Soleil pour la journée représentative du mois i et \bar{H} la moyenne mensuelle par jour de l'irradiation globale mesurée sur un plan horizontal.

Dans leur modèle, Kern et al ont utilisé les données relatives de cinq sites du territoire sud-africain et ont développé une relation exprimant l'angle d'inclinaison optimal en fonction de la latitude du lieu, de la déclinaison du Soleil et de la moyenne mensuelle journalière de l'irradiation solaire directe sur un plan horizontal. Cette expression est donnée comme suit:

$$\beta_{opt} = \tan^{-1} \left[\frac{\sum_{i=1}^{12} (\bar{H}_B \tan(\varphi + \delta_i))}{\sum_{i=1}^{12} \bar{H}_B} \right] \quad (1.12)$$

Avec \bar{H}_B étant la moyenne mensuelle journalière de l'irradiation directe sur un plan horizontal.

1.6. Lever et coucher du Soleil ; durée du jour :

Le lever et le coucher du Soleil ont lieu quand les rayons solaires sont confondus avec l'horizontale. L'angle horaire du coucher du Soleil ω_s est obtenu en résolvant l'équation (1.3) pour $h = 0$:

$$\sin(h) = \sin(0) = \cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\omega_s) + \sin(\varphi) \sin(\delta) = 0$$

$$\cos(\omega_s) = -\tan(\varphi) \tan(\delta) \quad (1.13)$$

$$\Omega_s = -\Omega_r = \frac{1}{15} \cos^{-1}(-\tan(\varphi) \tan(\delta)) \quad (1.14)$$

La durée du jour est donnée par la formule suivante :

$$D_L = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan(\varphi) \tan(\delta)) \quad (1.15)$$

1.7. Angle d'Incidence sur un plan :

L'angle d'incidence i est l'angle entre la direction du Soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et de la normale en coordonnées horizontales:

$$\cos(i) = \sin(\sigma - \xi) \cos(\gamma) \cos(h) - \sin(\gamma) \sin(h) \quad (1.16)$$

En coordonnées horaires:

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\delta) \sin(\varphi) \cos(\beta) - \sin(\delta) \cos(\varphi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\beta) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\varphi) \sin(\beta) \cos(\sigma) \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\alpha) \sin(\omega) \end{aligned} \quad (1.17)$$

Pour un plan incliné orienté plein sud dans l'hémisphère Nord ($\sigma=0$) l'équation (1.17) devient :

$$\cos(i) = \cos(\varphi - \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi - \beta) \sin(\delta) \quad (1.18)$$

1.8. Rayonnement extraterrestre :

Le rayonnement extraterrestre est le rayonnement solaire avant qu'il n'atteigne la couche atmosphérique terrestre. Il est fonction de la constante solaire G_{sc} et de la correction de distance Terre-Soleil. La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité. Dans notre cas, la valeur qui a été retenue est celle qui a été choisie par l'« American Society for Testing and Materials » [3]:

$$G_{sc} = 1366.1 (\text{Wm}^{-2})$$

Le rayonnement extraterrestre est variable au cours de l'année puisque la distance Terre-Soleil est elle-même variable (trajectoire elliptique). D'où l'expression donnée par [3]:

$$G_c = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{360j}{365}\right) \right) \quad (1.19)$$

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

L'irradiation solaire extraterrestre sur une surface horizontale est donnée par :

$$G_0 = G_c \cos(\theta_z) \quad (1.20)$$

θ_z : L'angle entre la verticale et le Soleil.

$$\theta_z = \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\delta) \quad (1.21)$$

On remplace les équations (1.10) et (1.11b) dans l'équation (1.11a) on trouve :

$$G_0 = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos\left(\frac{360j}{365}\right) \right) (\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta) \quad (1.22)$$

L'irradiation durant la journée est donnée par l'intégration de l'équation (1.11c) entre le lever et le coucher de Solier :

$$H_0 = G_{sc} \left(\frac{24 \times 3600}{\pi} \right) \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360j}{365} \right) \right) \times \left(\cos \varphi \cos \delta \cos \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \varphi \sin \delta \right) \quad (1.23)$$

1.9. Rayonnement terrestre et Indice de clarté :

1.9.1. Indice de clarté :

Avant d'atteindre le sol, le rayonnement solaire est atténué par l'atmosphère terrestre et les nuages. Le rapport entre le rayonnement au sol et le rayonnement extraterrestre est appelé indice de clarté (traduction littérale de l'anglais clearness index). La moyenne mensuelle de l'indice de clarté \bar{K}_T est définie par [3] :

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (1.24)$$

\bar{H} : Est la moyenne mensuelle du rayonnement quotidien sur une surface horizontale au niveau du sol

\bar{H}_0 : Est la moyenne mensuelle du rayonnement extra-terrestre sur une surface horizontale au-dessus de l'atmosphère

1.9.2. Rayonnement total sur le plan incliné :

Le rayonnement solaire au niveau du sol est formé principalement du rayonnement direct et du rayonnement diffus. Le rayonnement direct parvient directement de l'angle solide délimité par le disque solaire. Tandis que le rayonnement solaire diffus parvient de toute la voûte céleste et n'a pas d'orientation privilégiée. A cause des effets de l'atmosphère, le rayonnement solaire au niveau du sol possède un caractère aléatoire. L'ensemble forme le rayonnement global. Pour ce faire, on choisit l'approche théorique du modèle de Liu et Jordan (1960) qui est valable pour un ciel totalement clair, pour l'estimation des irradiances incidentes sur un plan horizontal et incliné [3]. D'une manière générale, on a :

$$G_t = G_{Bt} + G_{Dt} + G_{Gt} \quad (1.25)$$

G_{Bt} : Irradiation directe

G_{Dt} :Irradiation diffuse

G_{Gt} : Irradiation diffuse rétrodiffusée du sol

L'irradiation directe est donnée par :

$$\text{-sur un plan incliné : } G_{Bt} = G_{Bn} \cos(i) \quad (1.26)$$

$$\text{- sur un plan horizontal : } G_B = G_{Bn} \cos(\theta_z) \quad (1.27)$$

On définit R_b , le facteur d'inclinaison du rayonnement direct par le rapport :

$$R_b = \frac{G_{Bt}}{G_B} = \frac{\cos(i)}{\cos(\theta_z)} \quad (1.28)$$

Soit après report des expressions des angles d'incidence, l'expression suivante pour ce rapport :

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi - \beta) \sin(\delta)}{\cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\delta)} \quad (1.29)$$

L'irradiation diffuse est calculée comme suit:

$$G_{Dt} = G_D \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] \quad (1.30)$$

et l'irradiation diffuse rétrodiffusée du sol par:

$$G_{Gt} = (G_B + G_D) \rho_G \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (1.31)$$

ρ_G :Albédo de sol.

L'irradiation totale sur un plan incliné d'un angle β est finalement égale à :

$$G_t = R_b G_B + G_D \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + (G_B + G_D) \rho_G \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (1.32)$$

Le rayonnement total sur une surface horizontale G est la somme de l'irradiation directe sur un plan horizontal et de l'irradiation diffuse :

$$G = G_B + G_D \quad (1.33)$$

Alors :

$$G_t = R_b G_B + G_D \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + G_{\rho G} \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (1.34)$$

Dans les procédures de conception des panneaux solaires pour projets de chauffage solaire de l'école nous avons aussi besoin de la moyenne mensuelle de l'ensoleillement sur un plan incliné. On utilise l'équation de Liu et Jordan d'ensoleillement isotrope [3]:

$$\bar{H}_t = \bar{H}_B \bar{R}_B + \bar{H}_D \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + \bar{H}_{\rho G} \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] \quad (1.35)$$

La moyenne mensuelle de l'ensoleillement direct quotidien :

$$\bar{H}_B = \bar{H} - \bar{H}_D \quad (1.36)$$

\bar{H}_B : La moyenne mensuelle de l'irradiation journalière directe sur un plan horizontal.

\bar{H}_D : La moyenne mensuelle de l'irradiation journalière diffuse sur un plan horizontal.

\bar{R}_B : La moyenne mensuelle de facteur d'inclinaison du rayonnement direct.

$$\bar{R}_B = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos(\delta) \sin(\omega'_s) + (\pi/180) \omega'_s \sin(\varphi - \beta) \sin(\delta)}{\cos(\varphi) \cos(\delta) \sin(\omega_s) + (\pi/180) \omega_s \sin(\varphi) \sin(\delta)} \quad (1.37)$$

$$\omega'_s = \min \left(\begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan(\varphi) \tan(\delta)) \\ \cos^{-1}(-\tan(\varphi - \beta) \tan(\delta)) \end{array} \right) \quad (1.38)$$

La moyenne mensuelle de l'irradiation diffuse quotidienne est calculée à partir de l'ensoleillement global par la formule suivante :

- pour les valeurs de l'angle horaire du Soleil à son coucher, c'est-à-dire, ω_s inférieures à $81,4^\circ$:

$$\frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} = 1.391 - 3.560 \bar{K}_T + 4.189 \bar{K}_T^2 - 2.137 \bar{K}_T^3 \quad (1.39)$$

- pour les valeurs de l'angle horaire du Soleil à son coucher, c'est-à-dire, ω_s supérieures à $81,4^\circ$:

$$\frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} = 1.311 - 3.022 \bar{K}_T + 3.427 \bar{K}_T^2 - 1.821 \bar{K}_T^3 \quad (1.40)$$

1.10. Les appareils de mesure :

Il existe deux grands types d'appareils de mesure du rayonnement solaire, tous deux basés sur le principe de mesure de la température, appelés radiomètres. On distingue :

1.10.1. Les bolomètres :

Ce sont des appareils mesurant la température à l'aide d'une résistance à coefficient de température. C'est un cristal auquel on couple un thermo-senseur capable de détecter de très faibles variations de température. Placé dans un cryostat, les particules arrivant sur l'appareil déposent leur énergie sous forme d'ionisation, de lumière et de chaleur (Figure 5).



Figure 1.5. Le bolomètre

1.10.2. Les pyranomètres :

Ce sont des appareils permettant de mesurer le rayonnement incident dans un plan. Il mesure le rayonnement situé dans tout l'hémisphère au-dessus de l'instrument. À la différence des bolomètres, il utilise des thermocouples pour mesurer la température. Nous avons ainsi :

a. Le pyrromètre :

C'est un appareil permettant de mesurer la totalité du rayonnement arrivant sur la terre, y compris le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde émis par l'atmosphère et le sol. Il couvre donc des longueurs d'onde relativement importantes (Figure 6).



Figure 1.6. Le pyrromètre

b. Le pyréliomètre :

C'est un appareil servant à mesurer les irradiances directes et circumsolaire (qui provient de la zone entourant le soleil). En principe il doit être maintenu normal aux rayons du soleil. Son principe de fonctionnement est comme suit : à l'intérieur du tube se trouve un disque d'argent noirci dont la température va s'élever par le rayonnement solaire qui lui parvient. On mesure la température du disque d'argent à intervalles réguliers (Figure 7).

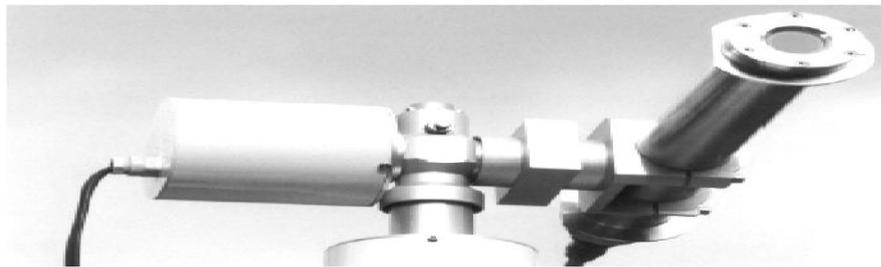


Figure 1.7. Le pyréliomètre.

c. Les pyranomètres d'Eppley :

Il permet de mesurer un rayonnement de tout un hémisphère, dans une longueur d'onde allant de $0.3\mu\text{m}$ à $3\mu\text{m}$. Il ne capte donc pas les rayonnements infrarouges de grandes longueurs d'onde (dépassant $3\mu\text{m}$) qui sont notamment émis par l'atmosphère et le sol.



Figure 1.8. Le pyranomètre d'Eppley.

1.11. Conclusion :

Ce premier chapitre est consacré aux rappels des relations d'astronomie nécessaires pour repérer la position du Soleil à tout moment de l'année et pour déterminer les grandeurs intervenant dans l'estimation du gisement solaire.

Nous nous sommes intéressés plus particulièrement à la détermination de la valeur optimale de l'angle d'inclinaison pour le capteur solaire du système ainsi les irradiances incidentes sur un plan horizontal et incliné utilisant le modèle statistique de Liu et Jordan (1960).

Enfin, nous avons jugé utile de rappeler les différents instruments utilisés pour mesurer les composantes du rayonnement solaire.

2.1. Introduction :

L'idée d'utiliser l'énergie solaire pour chauffer de l'eau n'est pas nouvelle. Depuis plus d'un siècle, de nombreuses régions du monde utilisent des chauffe-eau solaires rudimentaires. Il s'agit de simples réservoirs peints en noir. Les techniques pour tirer bénéfice de l'énergie solaire ont été grandement améliorées au siècle dernier ; des centaines de milliers de systèmes solaires de chauffage de l'eau utilisent les technologies les plus récentes. Dans ce chapitre, nous allons faire une revue des différentes technologies utilisées dans le domaine du chauffage d'eau sanitaire et nous allons établir le bilan énergétique des deux principaux éléments de ce type de système.

2.2. Capteurs solaires thermiques :

Le capteur solaire est l'élément de base ; il a pour fonction de transformer la plus grande quantité possible de rayonnement solaire incident en énergie thermique et de la transférer au fluide caloporteur.

Il existe différents types de capteurs solaires pour chauffer des liquides. Le choix du système dépend de la température désirée pour l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Les technologies les plus courantes sont : les capteurs plans vitrés, les capteurs à tubes sous vide et les capteurs plans sans vitrage.

2.2.1. Capteurs plans vitrés:

Les capteurs solaires à vitrage permettent d'améliorer certaines performances, notamment pour obtenir des températures un peu plus élevées. De l'isolation thermique à l'arrière de l'absorbeur et un vitrage, simple ou double, du côté ensoleillé, réduisent les déperditions thermiques et permettent au capteur solaire de produire des températures plus élevées et de fonctionner par temps plus froid. Le réseau de tuyauterie dans lequel circule le fluide thermique est généralement en cuivre et peut supporter les niveaux de pression élevés du réseau d'eau [4].

Cette tuyauterie est en contact thermique avec la surface absorbante du capteur solaire, généralement métallique avec un revêtement sélectif, c'est-à-dire un revêtement qui absorbe très bien tout le spectre de la lumière du soleil, mais qui réémet très peu de chaleur par radiation dans la gamme de température d'utilisation du capteur solaire (Figure 2.1).

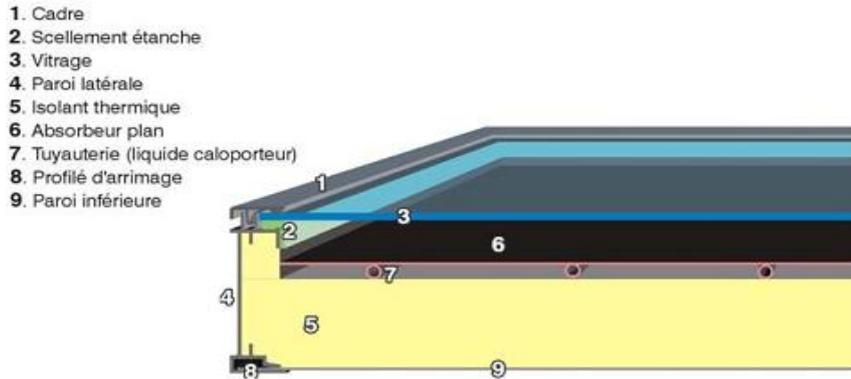


Figure 2.1. Capteur plan.

Fonctionnement :

La vitre, transparente, crée les conditions d'un effet de serre : elle laisse passer le rayonnement solaire visible et ne renvoie pas vers l'extérieur les rayonnements infrarouges émis par la plaque d'absorption. L'absorbeur tend à perdre ses calories sous l'effet de la circulation du fluide solaire dans la tuyauterie placée contre lui ; elles sont remplacées par celles résultant de la continuité du rayonnement solaire. Les tubes sont soit reliés en série pour former un serpent, soit raccordés de chaque côté à un tube collecteur de plus gros diamètre : on parle alors de capteur « échelle » (c'est la configuration la plus répandue) [5].

2.2.2. Capteurs à tubes :

Il s'agit des capteurs solaires ayant les plus faibles déperditions thermiques. La diminution des pertes thermiques s'obtient en logeant chaque ailette de l'absorbeur dans un tube cylindrique transparent, dans lequel on réalise ensuite un vide d'air partiel (de manière semblable à ce qui se fait pour les bouteilles « thermos »). Pour être efficace, le vide doit être poussé à moins de 10^{-3} Bar. Il n'est pas possible par contre d'éliminer les pertes par rayonnement par ce procédé, étant donné que le transfert de chaleur par rayonnement ne nécessite la présence d'aucune matière. Elles peuvent être réduites, tout comme dans le cas des capteurs plans, par l'application d'une couche superficielle sélective (coefficient d'émission ε plus petit). Les pertes de chaleur vers l'environnement du capteur sont de cette manière fortement diminuées. Même par des températures d'absorbeur dépassant $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, la face extérieure du tube de verre reste froide. Dans la plupart des tubes sous vide, l'air est évacué jusqu'à une pression de 10^{-5} bar (la marque ThermoLUX va même jusqu'à 10^{-8} bar) [4].

Deux types de tubes sous vide existent actuellement : les tubes à une seule paroi et les tubes de type Thermos.

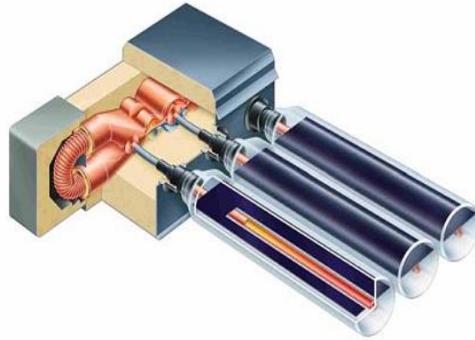


Figure 2.2. Capteur sous vide

a. Tubes à une seule paroi :

L'épaisseur de la paroi de verre (environ 2 mm) ainsi que la technologie utilisée pour assurer l'étanchéité (qui doit être parfaite) de la liaison en bout de tube avec le métal de l'échangeur en font un matériel d'excellente facture. Dans ces tubes sont insérés, comme pour les capteurs plans, un absorbeur en métal relié à un tube effectuant l'aller-retour d'un bout à l'autre du tube [5].

b. Tubes de type Thermos :

Les tubes de type Thermos sont constitués de deux tubes, l'un intérieur, l'autre extérieur. Le tube intérieur sert d'absorbeur, car la surface est traitée pour être absorbante et sélective : elle capte le rayonnement solaire, mais, en chauffant, n'émet que très peu de rayonnement infrarouge. La chaleur est transmise hors de l'enveloppe sous vide du tube par la circulation d'un fluide en contact avec l'absorbeur dans un caloduc ou un tube en forme de U (appelé U-Pipe) [5].

2.2.3. Capteurs plans sans vitrage :

Ce sont les capteurs les plus simples et les moins coûteux de tous les autres capteurs décrits ci-dessus ils ne se composent que d'un absorbeur et n'ont ni cadre, ni vitre et ni isolation en arrière. Les absorbeurs en matériaux synthétiques sont utilisés pour le chauffage des piscines extérieures et ceux qui sont composés d'une plaque métallique bonne conductrice de chaleur (Cuivre, Aluminium) sont utilisés comme capteur aérosolaire des pompes à chaleur destinées à la production d'eau chaude sanitaire.

a. Les absorbeurs en matériaux synthétiques :

Un panneau de matière plastique noire formant de multiples tubulures fines et parallèles est étendu entre 2 tuyaux collecteurs, l'un servant d'alimentation, l'autre de retour du capteur solaire. L'eau qui circule dans les fines tubulures se trouve en contact avec la surface du panneau exposé au soleil et s'échauffe. Comme il n'y a pas de vitrage, l'ensoleillement atteint directement la surface absorbante du capteur solaire qui a donc un excellent rendement énergétique. Cependant, dès que la température de ce capteur s'élève, ses pertes thermiques sont également très importantes, car rien n'empêche les pertes par radiation, ni par convection ni même par conduction à l'arrière du capteur solaire. Les pertes thermiques seront d'autant plus importantes que le capteur solaire travaille à une température plus élevée par rapport à la température ambiante et qu'il y a du vent. Pour ces raisons les capteurs sans vitrage seront utilisés dans des applications à basse température ou à usage saisonnier, par exemple en pisciculture ou pour le chauffage des piscines [6].

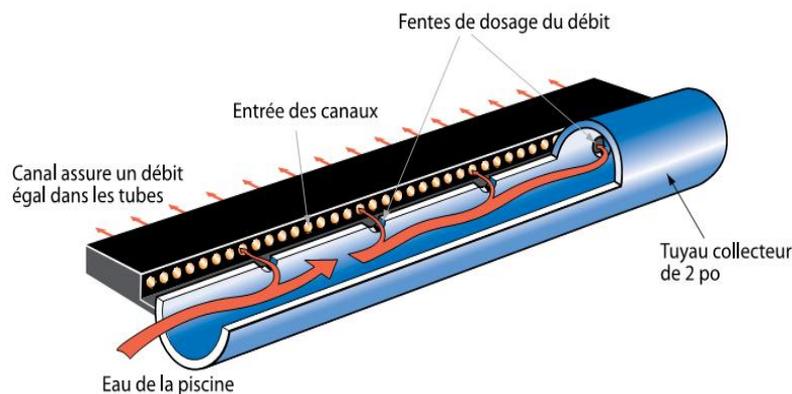


Figure 2.3. Les absorbeurs en matériaux synthétiques.

b. Capteur aérosolaire :

Le capteur aérosolaire se compose d'une plaque métallique bonne conductrice de chaleur (cuivre, aluminium), pourvue d'un revêtement absorbant mince et lié intimement à la tuyauterie convoyant le circuit frigorigène. Le rayonnement solaire atteignant le capteur fait augmenter la température de vaporisation du fluide, ce qui augmente les performances de la pompe à chaleur.



Figure 2.4. Capteur aérosolaire.

2.2.4. Bilan énergétique d'un capteur aérosolaire :

Soit Q_s l'énergie solaire absorbée par un capteur. Une partie de celle-ci est emmagasinée dans le fluide caloporteur ; c'est l'énergie utile Q_u . Un capteur solaire est sujet à des pertes d'énergie lesquelles sont transférées vers l'environnement sous forme d'énergie thermique principalement par convection et rayonnement Q_l [7].

$$Q_u = Q_s - Q_l \quad (2.1)$$

La puissance utile s'écrit:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_u &= A_c (G_{tm} (\tau\alpha) - U_L (T_p - T_a)), \\ G_{tm} &= \bar{H}_t / D_i \end{aligned} \quad (2.2)$$

G_{tm} : Puissance moyenne incidente sur le plan incliné (W/m^2).

A_c : Surface du capteur (m^2).

U_L : Coefficient d'échange global de déperdition ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

T_p : Température de l'absorbeur ($^\circ C$).

T_a : Température ambiante ($^\circ C$).

α : Coefficients d'absorption.

τ : Coefficients de transmission.

L'équation ci-dessus peut être écrite en fonction de la température du fluide T_{ev} comme suit [3] :

$$\dot{Q}_u = A_c F' (G_t (\tau\alpha) - U_L (T_f - T_a)) \quad (2.3)$$

F' : Facteur d'efficacité de capteur.

T_{ev} : Température de fluide frigorigène dans le capteur ($^\circ C$)

D_i : Durée insolation de jour (h)

La puissance utile peut être aussi exprimée en fonction de changement d'enthalpie entre la rentrée et la sortie de capteur aérosolaire [8] :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_r \Delta h = A_c F' (G_t (\tau\alpha) - U_L (T_{ev} - T_a)) \quad (2.4)$$

2.2.5. Rendement du capteur aérosolaire :

Le rendement d'un capteur solaire est obtenu en divisant la puissance utile \dot{Q}_u par l'irradiation incidente sur le capteur ($A_c G_{tm}$) [8]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_c G_{tm}} = F'(\tau\alpha) - F'U_L \left(\frac{T_{ev} - T_a}{G_{tm}} \right) \quad (2.5)$$

2.3. Le stockage solaire :

Le stockage de l'énergie captée permet de pallier le caractère discontinu de l'énergie solaire. Il existe différentes catégories de stockage thermique basées sur la chaleur sensible, la chaleur latente ou les réactions thermochimiques.

2.3.1. Stockage par chaleur sensible :

Pour le stockage thermique par chaleur sensible, l'énergie thermique est stockée par le changement de la température du matériau de stockage. Ainsi, la capacité de stockage dépend de la différence de température, de la chaleur spécifique et de la quantité de matériau de stockage.

Les systèmes de stockage de chaleur sensible peuvent être classés sur la base du matériau de stockage : stockage par un liquide (l'eau, les liquides à base d'huile, de sels fondus, etc.) ou par un solide (comme les roches, les métaux et autres) [9].

a. Stockage par un liquide :

Il existe plusieurs liquides de stockage, et l'eau est l'un des meilleurs matériaux de stockage à basse température. Elle présente une plus grande chaleur spécifique que d'autres matériaux, est peu coûteuse et largement disponible. Toutefois, en raison de sa pression de vapeur élevée, les systèmes utilisant de l'eau doivent résister à une haute pression de confinement pour les applications à haute température.

b. Stockage par des solides :

L'énergie peut être stockée dans des roches ou des galets contenus dans des récipients isolés. Ce type de stockage est très souvent utilisé pour des températures allant jusqu'à 100 °C en lien avec des capteurs solaires. Il est de conception simple et il est relativement peu coûteux.

2.3.2. Stockage par chaleur latente :

Dans le stockage par chaleur latente, le principe est que lorsque de la chaleur est fournie à la matière, elle change de phase de l'état solide à l'état liquide pour le stockage de chaleur sous forme de chaleur latente de fusion ou de liquide à vapeur sous forme de chaleur latente de vaporisation. Lorsque la chaleur emmagasinée est extraite par une charge, le matériel subit à nouveau un changement de phase contraire liquide - solide ou vapeur-Liquide. La chaleur latente de transformation d'une phase solide à liquide est faible. Les transitions solides vapeur et liquide-vapeur impliquent de plus grandes quantités de chaleur de transformation, mais le grand changement de volume correspondant rend le système complexe et peu pratique. Les transformations solide-liquide par contre impliquent des changements de volume relativement faibles. Ces matériaux sont disponibles dans une large gamme de températures de transition.

2.3.3. Stockage par réaction chimique :

La chaleur produite par le capteur solaire est utilisée pour exciter une réaction chimique endothermique. Si cette réaction est totalement réversible, la chaleur peut être récupérée complètement par la réaction inverse. Souvent, des catalyseurs sont nécessaires pour libérer la chaleur. Cela est d'autant plus avantageux que la réaction peut alors être contrôlée par le catalyseur.

2.3.4. Ballon de stockage d'eau chaude sanitaire:

Le ballon solaire est l'élément clef d'une installation solaire puisqu'il permet de faire le lien entre l'intermittence de la ressource et la consommation d'eau chaude sanitaire (ECS) [10]. Pour cela la cuve de stockage a suscité un intérêt considérable de la part des chercheurs. Son importance dans la conception et l'optimisation des systèmes de conversion de l'énergie solaire nécessite la maîtrise des paramètres à l'origine de l'évolution du champ de température et du champ de vitesse [11].

Le ballon de stockage est constitué généralement d'une cuve cylindrique en acier revêtu métallique, afin d'éviter la corrosion, et d'une couche d'isolant, le tout étant confiné dans une autre cuve en acier.

Le principe de fonctionnement d'un ballon repose sur le processus naturel de stratification et sur les mouvements de convection naturelle et convection forcée pouvant apparaître au sein du ballon. Un stockage stratifié est caractérisé par une séparation des

niveaux de température dans un même ballon qui se traduit par l'existence d'un gradient thermique entre la zone chaude et la zone froide. La fine couche de séparation est appelée thermocline [10], illustrée sur la Figure 2.5.

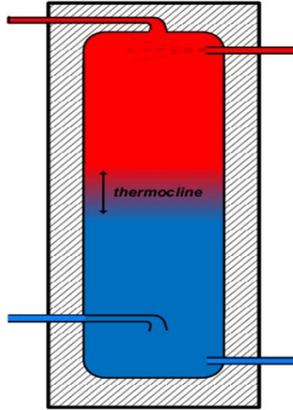


Figure 2.5. Ballon stratifié.

Cependant, dans le cas d'une charge à températures variables, un ballon stratifié peut être le siège de différents niveaux de température avec plusieurs thermoclines. C'est le cas courant d'un ballon solaire. Il est alors essentiel d'injecter et de soutirer à des hauteurs variables pour obtenir un ballon stratifié. Afin d'optimiser un tel système, il est nécessaire de modéliser le ballon de stockage.

2.3.5. Modèles simplifiés des ballons solaires :

Il existe plusieurs modèles de résolution mathématique des problèmes de ballons de stockage. Cependant, certains d'entre eux, en raison de leurs hypothèses de modélisation (prise en compte de la stratification thermique, temps de calcul...), ne pourront pas être utilisés dans l'étude de notre système. Les différents modèles développés dans la littérature consacrée à ce type de problèmes [12] peuvent être classés en quatre grands types de modèles :

- **les modèles à stratification:**
 - ✓ Modèle à volumes variables « Plug Flow ».
 - ✓ Modèle multicouche.
 - ✓ Modèle zonal.
- le modèle à température homogène ou modèle à stockage brassé « Fuled mixed ».

C'est donc ce dernier type de modélisation qui est retenu pour sa grande facilité de mise en Œuvre et la rapidité des calculs.

2.3.5.1. Modèle à stockage brassé « Fuled mixed » :

Dans les modèles de ballons idéalement brassés, la totalité du liquide est à une température uniforme qui varie en fonction du temps via un ajout d'énergie pendant la charge ou un puisage d'énergie pendant la décharge et via l'interaction avec l'ambiance à T_a . Le bilan thermique s'écrit alors [13]:

$$(mC_p)_w \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_s - (UA)_w(T_w - T_e) \tag{2.6}$$

Où :

$(mC_p)_w \frac{dT_w}{dt}$: Variation d'énergie stockée dans la cuve.

\dot{Q}_c : Puissance fournie par le condenseur.

\dot{Q}_s : Puissance soutiré.

$(UA)_w(T_w - T_e)$: Pertes thermique de la cuve.

2.3.6. Les besoins en eau chaude sanitaire :

Le paramètre le plus important qui doit être pris en compte dans la conception d'un système de chauffage de l'eau est l'évaluation des besoins en eau chaude pendant une certaine période de temps (horaire, journalière ou mensuelle).

Les besoins en eau chaude, varient considérablement d'une personne à une autre et d'un jour à un autre, et selon les conditions météorologiques d'une localité, mais également en fonction de diverses considérations socioéconomiques.

Ils peuvent être estimés en tenant compte de l'ensemble des opérations d'utilisation journalière. Le tableau 1 [3] donne une estimation de la consommation journalière d'eau chaude par personne dans une famille de 4 personnes.

Niveau de consommation	faible	Moyenne	élevé
normal	26	40	54
maximal	66	85	104

Tableau 2.1. Demande d'eau chaude quotidienne d'un individu dans une famille de quatre personnes (litres par personne)

La température de l'eau de chaude utilisée varie généralement selon les usages entre 33 et 40 °C (bains, douches) et 55 °C (lavage sans détergent).

L'énergie nécessaire à la production d'eau chaude sanitaire peut être obtenue si le volume de consommation V pour la période requise et les températures de l'eau froide d'alimentation par le réseau public, T_{al} , et de distribution d'eau chaude T_w sont connus et se calcule par [3]:

$$\dot{Q}_s = V\rho c_p(T_w - T_{al}) \quad (2.7)$$

\dot{Q}_s : Puissance soutirée(W).

ρ : Masse volumique d'eau (Kg/m^3).

$$V = N_p v \quad (2.8)$$

N_p : Nombre de personnes.

v : Consommation d'un individu (litre/personne)

2.3.7. Volume du ballon de stockage d'ECS :

Le volume du ballon de stockage d'ECS à installer dans un logement peut être évalué à partir des besoins journaliers en moyenne annuelle et du nombre de personnes habitant ce logement, ou encore plus directement à partir du nombre de pièces qu'il comporte. On utilise un coefficient de majoration f variant de 1,5 à 2, pour calculer ce volume en fonction du volume des besoins en eau chaude [5] :

$$V_s = V * f \quad (2.9)$$

2.4. Systèmes de chauffage solaire de l'eau :

Le chauffe-eau solaire est une combinaison d'un champ de capteurs solaires, un système de transfert d'énergie, et un réservoir de stockage. La partie principale d'un chauffe-eau solaire est le champ de capteurs solaires, qui absorbe le rayonnement solaire et le convertit en chaleur. Cette chaleur est ensuite absorbée par un fluide caloporteur (eau, air, ou fluide frigorigène) qui passe à travers le collecteur. Elle peut ensuite être stockée ou utilisée directement. Puisque des parties du système à énergie solaire sont exposées aux conditions atmosphériques, elles doivent être protégées contre le gel ou la surchauffe provoquée par les niveaux élevés d'insolation au cours des périodes de basse demande énergétique [3].

Deux types de systèmes de chauffage solaire de l'eau sont disponibles :

- Des systèmes en boucle directe ou ouverte, dans lesquels l'eau est chauffée directement dans le collecteur.
- Des systèmes en boucle fermée ou indirecte, dans lesquels l'eau est chauffée indirectement par un fluide caloporteur à travers un échangeur de chaleur.

Les systèmes diffèrent également en ce qui concerne la façon dont le fluide caloporteur est transporté:

- Les systèmes passifs: qui utilisant l'effet thermosiphon avec stockage intégré (direct ou indirect).
- Les systèmes actifs: dans lesquels la circulation du fluide caloporteur est assurée par une pompe, c'est le cas des installations de chauffage de piscine ou encore des installations comportant une pompe à chaleur.

2.4.1. Systèmes passifs :

Deux types de systèmes appartiennent à cette catégorie : le thermosiphon et les systèmes de stockage intégré.

a. Thermosiphon :

La circulation par thermosiphon tire tout simplement parti du fait que l'eau froide est plus lourde que l'eau chaude. L'eau froide située dans le stock, « tombe » dans le bas du panneau, où elle est réchauffée. Ce réchauffement dilate l'eau, qui devient donc plus légère : elle remonte dans le panneau, puis dans le stock. Une pompe naturelle a ainsi été amorcée, qui fonctionne tant que le panneau peut élever la température du fluide, et qui s'arrête d'elle-même lorsque l'énergie solaire est insuffisante.

Ce système présente l'avantage d'être complètement passif : il n'est pas nécessaire de disposer d'une énergie annexe. On n'utilise ni pompe, ni sonde, ni régulation.

L'inconvénient est que le stock doit être situé au-dessus (et, dans une moindre mesure, à proximité) de la source de chaleur. Cela pose des problèmes d'infrastructure (quel élément de la construction va supporter le poids du stock), d'esthétique et éventuellement d'isolation du stock. Du fait de cette dernière contrainte, cette solution est surtout répandue dans les pays où le gel est moins à craindre que les coupures d'électricité, ou dans le cadre d'utilisations saisonnières (camping par exemple) permettant une vidange du stock en hiver [5].

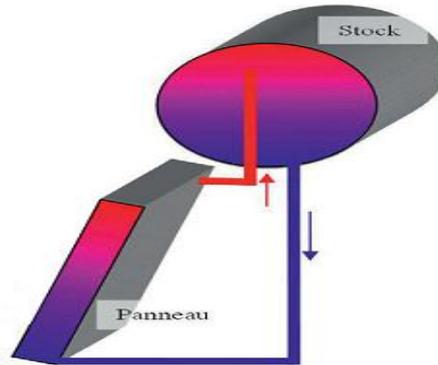


Figure 2.6. Schéma de principe d'un système fonctionnant en thermosiphon.

b. Stockage intégré :

Le système de stockage intégré est constitué d'un réservoir cylindrique en inox. Ce réservoir est placé à l'intérieur d'un coffre isolé thermiquement et comportant un réflecteur composé de trois branches paraboliques. L'ensemble est fermé par une couverture transparente. Ainsi le réservoir sert à la fois de stockage et de capteur solaire.

Comme dans tous autres systèmes, pour améliorer la stratification l'eau chaude est tirée de la partie supérieure du réservoir et l'eau froide est injectée par le côté bas opposé.

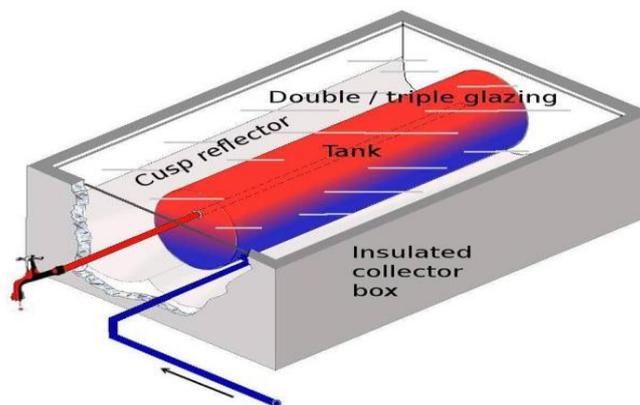


Figure 2.7. Le système à stockage intégré.

Le système à stockage intégré est de construction, installation et manipulation simplifiées. Il est compact, moins encombrant et esthétiquement meilleur que celui à éléments séparés.

Mais il est moins utilisé que celui-ci car le réservoir de stockage d'eau chaude présente des pertes thermiques importantes durant la nuit et les périodes de faible ensoleillement. Ceci arrive car la protection totale du réservoir stockeur est difficile étant donné que ce dernier constitue aussi la surface absorbante du rayonnement solaire contrairement au système à éléments séparés ou le réservoir de stockage est totalement isolé thermiquement. Les nouvelles conceptions visent la réduction des pertes avant en intégrant des mécanismes permettant de réduire ces pertes non seulement à la face éclairée mais aussi à l'intérieur des cavités des collecteurs ou sur les surfaces du réservoir de stockage du chauffe-eau à stockage intégré [14].

2.4.2. Systèmes actifs:

Contrairement aux systèmes de chauffe-eau passifs, les systèmes actifs utilisent une pompe afin d'assurer la circulation du fluide caloporteur à travers l'installation. Ce type de chauffe-eau solaire "à circulation forcée" est adapté à toutes les différentes configurations. Ainsi, le ballon peut être installé dans une cave ou éloigné des capteurs.

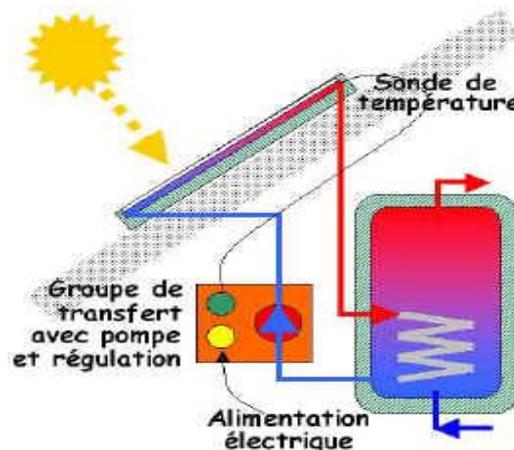


Figure 2.8.Système à circulation forcée.

Cinq types de systèmes appartiennent à cette catégorie: les systèmes de chauffage de l'eau à circulation directe et indirecte, les systèmes à air, les systèmes à pompes à chaleur et les systèmes de chauffage de piscine [3].

a. Les systèmes de chauffage de l'eau à circulation directe :

Dans ce système, l'eau est chauffée directement dans le collecteur. Elle est stockée dans le réservoir, et prête à être utilisée. Ces systèmes sont utilisés dans des zones où le gel est

rare. L'eau peut être fournie à partir d'un réservoir de stockage d'eau froide ou collectée à partir du réseau d'eau de la ville.

b. Les systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte :

Le principe des systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte est montré sur la figure 2.9. Dans ce système, un fluide caloporteur circule à travers la boucle fermée capteur-échangeur de chaleur, et la chaleur est transmise à l'eau du réservoir.

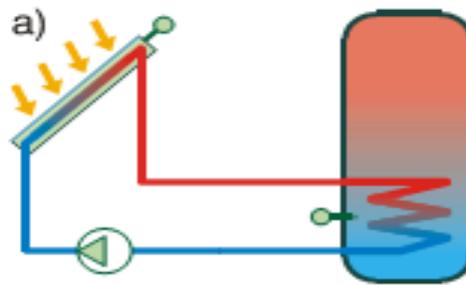


Figure 2.9. Figure Systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte Charge via un échangeur de chaleur interne.

b.1. Charge via un échangeur de chaleur interne :

L'échangeur de chaleur interne est composé d'un tube en serpentin, lisse ou muni d'ailettes. Il est monté dans la partie inférieure du ballon de stockage (tiers ou moitié inférieure selon les fabricants). Le transfert de chaleur à l'eau se fait principalement par conduction. Il s'ensuit un mouvement de convection au cours duquel l'eau chauffée au contact de l'échangeur, mue par sa densité plus faible, s'élève dans le ballon (Figure 2.9).

b.2. Charge via un échangeur de chaleur externe :

Le fluide caloporteur circule entre les capteurs solaires et un échangeur de chaleur externe au ballon de stockage. Le ballon est chargé via un deuxième circuit également pourvu d'une pompe de circulation, soutirant l'eau du bas du ballon de stockage et la réinjectant à mi-hauteur. L'échangeur de chaleur est généralement un échangeur à plaques à contrecourant. Un tel échangeur présente l'avantage de pouvoir être connecté à un ou à plusieurs ballons de stockage non équipés d'échangeur interne (Figure 2.10).

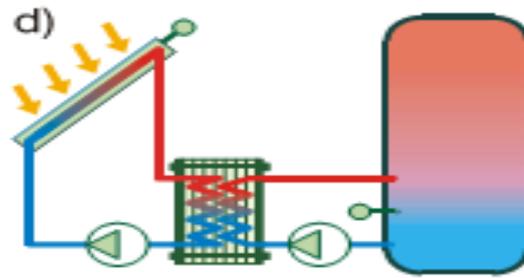


Figure 2.10. Figure Systèmes de chauffage d'eau à circulation indirecte Charge via un échangeur de chaleur externe.

c. Systèmes de chauffage Air-eau:

Le système à air est un système de chauffage d'eau à circulation indirecte parce que l'air circule à travers les capteurs à air puis dirigés à travers des canalisations vers un échangeur de chaleur air-eau. Dans l'échangeur de chaleur, la chaleur est transférée à l'eau.

Les avantages de ce système sont que l'air n'a pas besoin d'être protégé contre le gel ou l'ébullition. Il est non corrosif, ne souffre pas de dégradation du fluide caloporteur, et est gratuit. En plus, le système est plus rentable, car ni système de sécurité, ni vases d'expansion ne sont nécessaires.

Ses inconvénients sont :

- Un besoin d'espace plus grand pour contenir l'équipement de circulation (conduit et ventilateur).
- Des fuites d'air difficiles à détecter.
- Une consommation d'électricité plus importante que dans les systèmes à liquide.

d. Système à pompe à chaleur :

Le principe de la pompe à chaleur PAC est connu depuis longtemps. Il consiste à transférer de la chaleur d'un milieu à basse température vers un milieu à plus haute température. Le plus grand avantage des systèmes de chauffage à PAC est que le coût est faible par rapport à un système de chauffage utilisant une résistance électrique.

Il existe deux types de systèmes comportant une pompe à chaleur :

d.1. Système à évaporateur immergé:

Ce système se compose de deux parties, la première partie est un système de chauffage solaire à circulation qui a pour but de chauffer un fluide à changement de phase, servant de source froide pour l'évaporateur qui est immergé dedans. La seconde partie plus classique est composée du condenseur qui transfère la chaleur au fluide qui alimente en chaleur le réservoir de stockage.

d.2. Système à capteur aérosolaire:

Dans ce système l'évaporateur de la PAC est exposé directement au soleil qui sert de source froide.

3.1. Introduction :

L'idée de combiner pompe à chaleur et énergie solaire a été étudiée par beaucoup de chercheurs à travers le monde. Dans une pompe à chaleur solaire assistée conventionnelle, l'évaporateur reçoit indirectement l'énergie solaire, via un autre système de captage qui utilise principalement de l'eau ou l'air comme fluide caloporteur. Dans les pompes à chaleur à capteur aérosolaire, le capteur et l'évaporateur sont combinés en une unité appelée capteur aérosolaire, où le fluide frigorigène circulant dans le système s'évapore en absorbant l'énergie solaire incidente.

3.2. Pompe à chaleur [15]:

Le principe de la pompe à chaleur PAC est connu depuis longtemps. Il consiste à transférer de la chaleur d'un milieu à basse température (source froide) vers un milieu à plus haute température (source chaude) figure 3.1. Ce transfert se fait via un fluide frigorigène et nécessite un apport d'énergie sous forme de travail.

Dans le cas d'une maison d'habitation chauffée grâce à une pompe à chaleur, la source froide est représentée par le milieu extérieur, d'où la chaleur peut être prélevée :

- soit dans l'air ambiant ;
- soit dans le terrain où est implantée la maison ;
- soit dans l'eau d'une rivière passant à proximité ou dans l'eau d'un aquifère souterrain.

La source chaude est le milieu à chauffer.

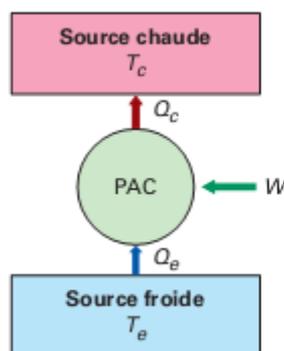


Figure 3.1. Schéma du principe d'une pompe à chaleur.

3.2.1. Description et fonctionnement :

Une pompe à chaleur (PAC) à compression est une machine thermodynamique qui comprend quatre éléments principaux :

- un compresseur ;
- deux échangeurs de chaleur : l'évaporateur et le condenseur ;
- un détendeur.

Ces quatre éléments sont parcourus par un fluide frigorigène qui évolue en circuit fermé entre ceux-ci, en changeant successivement d'état. De la chaleur est prélevée dans le milieu environnant au niveau de l'évaporateur par le fluide frigorigène, lors de sa vaporisation. Le fluide se trouve alors à l'état (7). À la sortie de l'évaporateur, les vapeurs sont aspirées par le compresseur et jusqu'au compresseur elles continuent à absorber un peu de chaleur ; c'est la phase de surchauffe, qui amène le fluide à l'état (1). Dans le compresseur, les vapeurs sont comprimées provoquant l'augmentation de leur température. À la sortie du compresseur (état (2)), les vapeurs chaudes commencent à céder de leur chaleur au milieu à chauffer ; c'est la phase de désurchauffe, qui amène le fluide à l'état (3). Au niveau du condenseur, elles cèdent leur chaleur au milieu à chauffer (état (4)). En se condensant, le fluide frigorigène, toujours comprimé, redevient liquide. A la sortie du condenseur, le liquide formé peut subir un léger sous-refroidissement, ce qui l'amène à l'état (5). Il traverse ensuite le détendeur ; sa pression et sa température chutent, le rendant ainsi prêt (état (6)) pour une nouvelle absorption de chaleur dans l'évaporateur. Le cycle décrit par le fluide frigorigène peut alors recommencer. La figure 3.2b illustre en correspondance, sur un diagramme enthalpique, le cycle thermodynamique décrit par le fluide frigorigène.

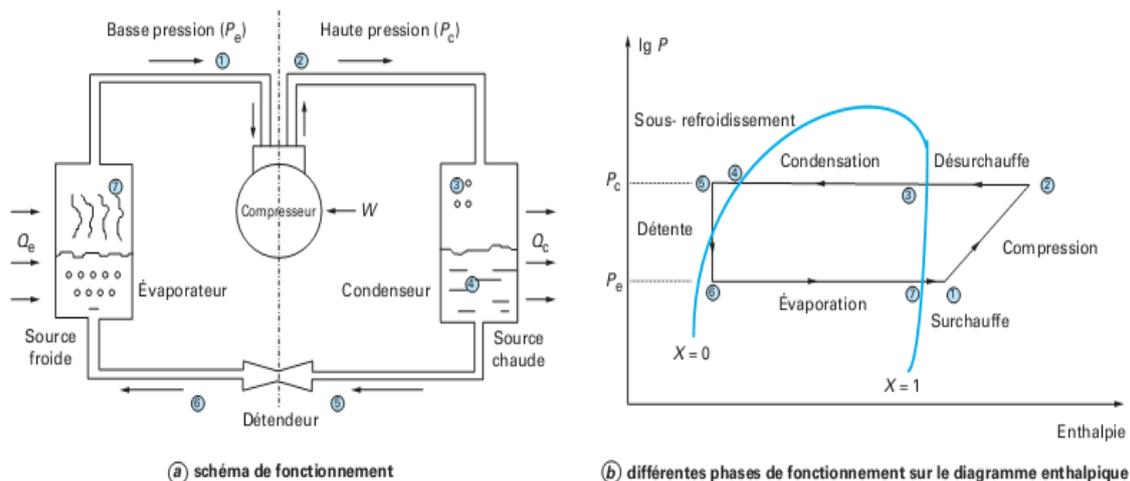


Figure 3.2. Schéma de fonctionnement et diagramme enthalpique d'une pompe à chaleur.

On peut écrire, d'après le premier principe de la thermodynamique, l'égalité :

$$Q_c = Q_{ev} + W \quad (3.1)$$

Et d'après le deuxième principe et si les évolutions du fluide sont réversibles, l'égalité :

$$Q_{ev}/T_{ev} = Q_c/T_c \quad (3.2)$$

De ce deux égalités, on déduit le coefficient de performance théorique de Carnot (COP_{th}) de la pompe à chaleur qui est le rapport de la quantité d'énergie transmise à la source chaude Q_c , par la quantité d'énergie mécanique dépensée, W :

$$COP_{th} = \frac{Q_c}{W} = \frac{T_c}{(T_c - T_{ev})} \quad (3.3)$$

Si l'on se réfère à l'expression du COP_{th} , on remarque également que plus l'écart de température entre la source chaude et la source froide est faible, plus le COP est élevé et donc meilleure est la performance de la PAC.

L'énergie solaire peut être utilisée pour évaporer le fluide frigorigène d'un du cycle de pompe à chaleur en utilisant un capteur solaire comme évaporateur. Le fait d'augmenter la température d'évaporation du réfrigérant, conduit à l'augmentation des performances de la pompe à chaleur. Le cycle de pompe à chaleur, dans lequel un capteur solaire est utilisé comme évaporateur, est appelé système DX-SAHP (Direct- eXpansion Solar-Assisted Heat Pump)

3.2.2. Historique des différentes recherches menées sur les pompes à chaleur à capteur aérosolaire [16] :

La crise pétrolière dans le début des années 70 a conduit les chercheurs à utiliser des sources d'énergie alternatives pour la production d'énergie. L'énergie solaire a été le premier choix. Plus tard, quand les pompes à chaleur sont devenues populaires pour des applications de chauffage et de refroidissement, de nombreux chercheurs ont pensé à combiner l'énergie solaire aux pompes à chaleur. Bien que l'idée d'un DX-SAHP ait d'abord été proposée par Sporn et Ambroise en 1955, le début des études sur les systèmes DX-SAHP se situe à la fin des années 70.

Charte et Taylor ont proposé un système DX-SAHP avec un capteur solaire sans vitrage comme évaporateur. Suite à cette étude, plusieurs types de capteurs ont été proposés pour être utilisés dans les systèmes DX-SAHP, et des études ont été élaborées afin de connaître leur applicabilité.

O'Dell et al ont exprimé le gain de chaleur du condenseur et le COP en fonction de la température d'évaporation. En utilisant ces expressions ainsi que le gain de chaleur du collecteur, le gain de chaleur du condenseur et le COP ont été calculés sous différentes conditions de travail.

Chaturvedi et Shen ont étudié les performances thermiques d'un système DX-SAHP. Un capteur sans enduit a été utilisé comme évaporateur et le R12 a été utilisé comme fluide frigorigène. Le COP et l'efficacité du collecteur ont été calculés sous différentes conditions de travail, et varient dans les intervalles [2,0 – 3,2] et [40 – 70%], respectivement.

L'analyse des performances d'un système DX-SAHP à long terme a été réalisée par Chaturvedi et Abazeri. Des calculs simultanés de ses performances ont montré que la chaleur du système est principalement affectée par la superficie des capteurs, la période de fonctionnement du compresseur, la température prévue et les propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène utilisé; les autres paramètres n'ont eu aucun effet significatif sur les résultats obtenus.

Chaturvedi et al ont utilisé un capteur solaire sans vitrage comme évaporateur d'une pompe à chaleur produisant de l'eau chaude sanitaire, comme le montre la figure 3.3. Les résultats expérimentaux montrent que le COP du système pourrait être amélioré de manière significative en réduisant la vitesse du compresseur lorsque les conditions ambiantes sont plus favorables.

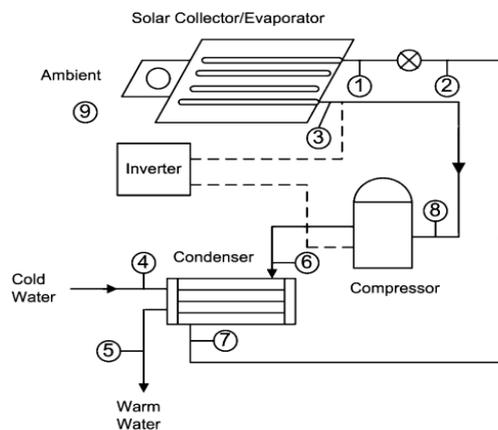


Figure 3.3. DX-SAHP pour la production d'eau chaude sanitaire de Chaturvedi et al.

Torres-Reyes et al ont présenté une analyse exégétique théorique et expérimentale d'une SAHP, qui a été utilisée pour le chauffage de l'air. Ils ont proposé une méthodologie pour optimiser l'évaporation et la température de condensation du fluide de travail (R22).

Ito et al ont également utilisé un capteur solaire sans vitrage comme évaporateur. Bien qu'il y ait deux types de capteurs solaires dans le dispositif expérimental (figure 3.4), le type convection et le type radiatif, seules les données pour le type radiatif ont été examinés. La consommation d'électricité de compresseur et le COP ont été définis en fonction de la température d'évaporation et de la température d'entrée du réfrigérant dans le condenseur. La température d'évaporation a été de 17°C au-dessus de la température ambiante et le COP est de 5.3, alors que la température d'entrée du réfrigérant dans le condenseur était à 40°C.

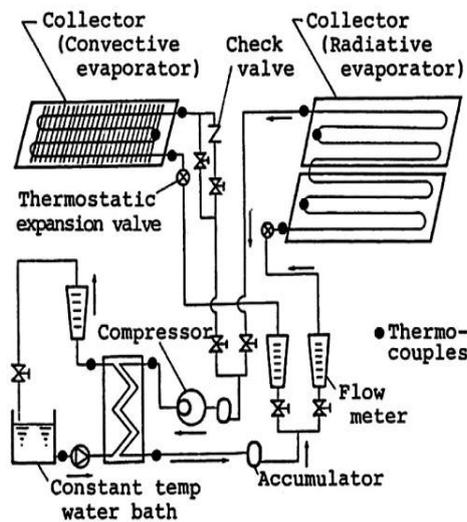


Figure 3.4. DX-SAHP à deux capteurs solaires de types différents, étudié par Ito et al.

Torres-Reyes et Cervantes de Gortari ont examiné les performances thermiques du système DX-SAHP de la figure 3.5. Ils ont utilisé deux méthodes différentes pour calculer l'efficacité exergetique. Les résultats trouvés par les deux méthodes varient respectivement de 0,067 à 0,13 pour la première et de 0,083 à 0,14 pour la seconde. Tandis que les valeurs de COP pour cette pompe à chaleur varie de 2,56 à 4,36.

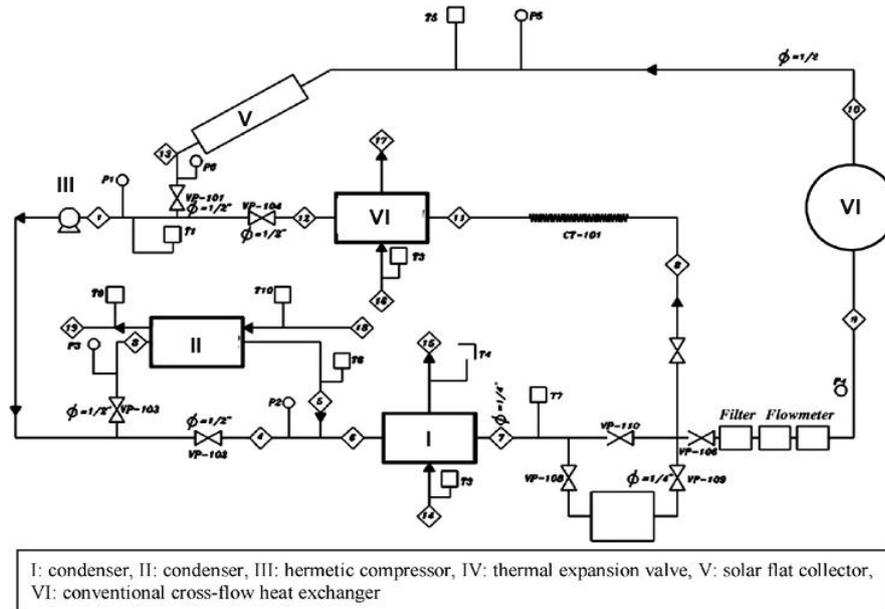


Figure 3.5. Schéma du dispositif expérimental de la PAC utilisée à la fois comme pompe à chaleur classique ou DX-SAHP, conçu par Torres-Reyes et Cervantes de Gortari.

Hawlander et al ont également effectué des études expérimentales et analytiques sur un système DX-SAHP, dont le capteur solaire est sans vitrage et qui utilise le R-134a comme fluide caloporteur. Les valeurs de COP varient de 4 à 9, tandis que le rendement du capteur solaire est dans l'intervalle [40 – 75 %].

Cervantes de Gortari et Torres-Reyes ont mené des expériences sur un système DX-SAHP et déterminé l'efficacité exégétique maximale. Les résultats ont montré que la plupart des irréversibilités s'est produite dans l'évaporateur de la pompe à chaleur, qui était le collecteur solaire.

Chyng et ses collaborateurs ont étudié les performances d'une DX-SAHP type intégral (figure 3.6), dans laquelle la pompe à chaleur, capteurs solaires et le réservoir de stockage de l'eau ont été conçus pour former une seule unité, ce qui a été considéré comme une facilité d'installation. Le "COP" de ce système a été estimé comme variant de 1.7 à 2.5 le long de l'année en fonction des conditions ambiantes.

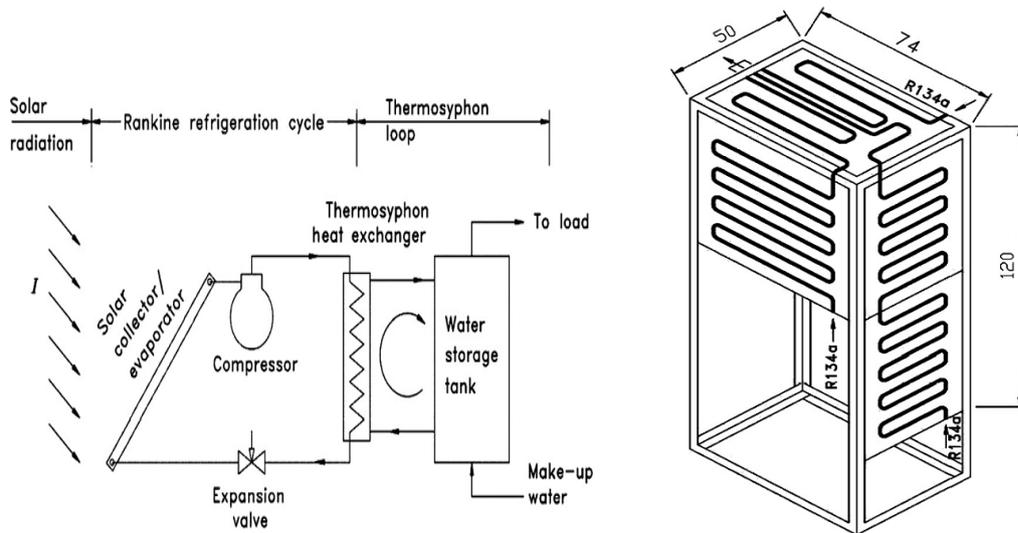


Figure 3.6. DX-SAHP type intégral de Chyng et al. All (dimensions en cm).

Kuang et al ont utilisé un capteur sans vitrage de 2m comme évaporateur (figure 3.7). Pour estimer les performances du système à long terme, des calculs ont été effectués. Les valeurs du COP et du rendement du collecteur ont été estimés dans les intervalles 4 à 6 et 40 à 60%, respectivement. Les Résultats de l'analyse expérimentale pour des périodes d'hiver étaient en bon accord avec les résultats du processus de simulation.

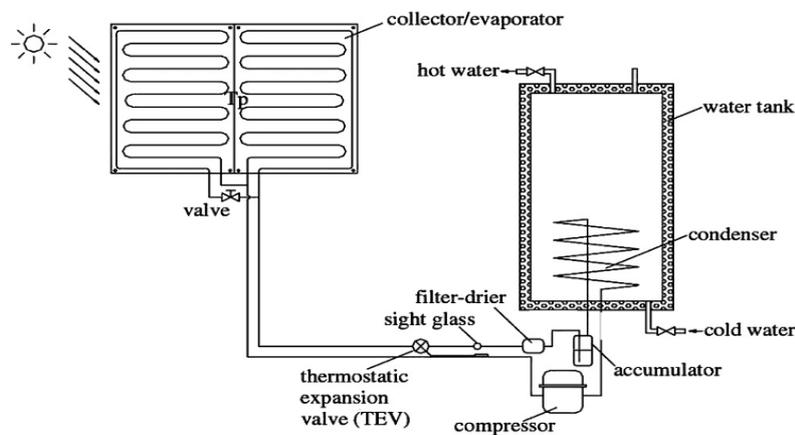


Figure 3.7. Schéma de la DX-SAHP utilisée pour le chauffage de l'eau par Kuang et al.

Gorozabel Chata et al ont analysé les performances thermiques d'un système DX-SAHP avec deux configurations différentes de capteurs solaires, utilisant des fluides frigorigènes différents, y compris les frigorigènes purs et les mélanges réfrigérants, à savoir le R-134a, R404a, R-407C et R-410a. Les résultats ont ensuite été comparés avec les résultats du R-12 et du R-22 pour parvenir à une analyse comparative. Les résultats ont montré que le R-12 donne des valeurs plus élevées du COP, suivi par le R-22 et le R-134a.

3.3. Principale éléments d'un chauffe-eau thermodynamique à capteur aérosolaire :

Le chauffe-eau thermodynamique à capteur aérosolaire se compose de deux parties. La première partie est constituée par le ballon de stockage. La deuxième partie se compose d'une pompe à chaleur à capteur aérosolaire qui est une machine thermodynamique comprenant quatre éléments principaux :

- l'évaporateur, exposé au soleil (capteur aérosolaire);
- le compresseur ;
- le condenseur immergé en bas du ballon de stockage;
- le détendeur.

Ces quatre éléments sont parcourus par un fluide frigorigène qui évolue en circuit fermé entre ceux-ci en changeant successivement d'état. La conception d'une pompe à chaleur à capteur aérosolaire passe par une étape de dimensionnement et de sélection des composants de cette installation. Une sélection avisée passe nécessairement par une bonne connaissance des technologies existantes ainsi que des évolutions en cours. Dans ce chapitre, une revue aussi exhaustive que possible présente les différentes technologies des composants mis en œuvre dans une installation pompe à chaleur.

3.3.1. Le Capteur aérosolaire :

Le capteur aérosolaire se compose d'une plaque métallique bonne conductrice de chaleur (cuivre, aluminium), pourvue d'un revêtement absorbant mince et lié intimement à la tuyauterie convoyant le circuit frigorigène. Le rayonnement solaire atteignant le capteur fait augmenter la température de la vaporisation de fluide, ce qui augmente la performance de la pompe à chaleur figure 3.8.



Figure 3.8. Capteur aérosolaire

3.3.2. Compresseur :

Le compresseur permet de porter les vapeurs de fluide frigorigène de la pression d'évaporation p_e à la pression de condensation p_c en fournissant aux vapeurs de l'énergie (dans l'idéal, uniquement de l'énergie mécanique). Ce faisant, il élève leur température jusqu'à la température de refoulement. Il existe plusieurs types de compresseur :

a. Les turbo compresseurs (figure 3.9) :

Ils sont surtout destinés à des installations de grande importance. Solides et éprouvés, ils sont caractérisés par un important débit volumique à faible compression. Leur construction compacte et résistante à l'usure et aux vibrations leur procure une grande efficacité. Pour atteindre des taux de compression plus importants, on monte plusieurs rotors l'un derrière l'autre. La tendance s'oriente vers l'amélioration des rotors en augmentant le nombre de tours, en doublant les sorties de gaz et en recherchant un produit de substitution pour les fluides R22 et R12.

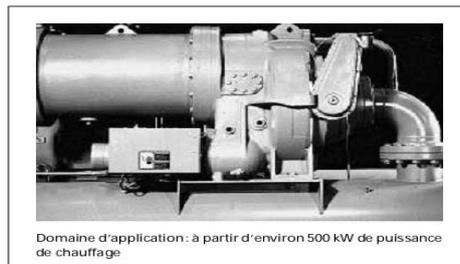


Figure 3.9. Turbocompresseur

b. Les compresseurs à pistons hermétiques (figure 3.10) :

Ils sont de loin les plus courants et les plus éprouvés dans les techniques du bâtiment, principalement à cause des frais peu élevés qu'ils occasionnent et de l'éventail des prestations offertes. Autres remarques à signaler :

- construction compacte ;
- pratiquement aucune perte de fluide ;
- peu de bruit ;
- montage facile ;
- en cas de défectuosité, un remplacement intégral du compresseur est indispensable.



Figure 3.10. Compresseurs à pistons hermétiques

c. Les compresseurs à pistons semi-hermétiques (figure 3.11) :

Ils sont également dûment éprouvés. Pour les petites puissances, une conception semi-hermétique des compresseurs permet d'en diminuer le coût. Les avantages sont les suivants:

- réglage de la puissance par découplage du cylindre ;
- en cas de défectuosité, il suffit de réviser le moteur électrique (par exemple le bobinage) et la partie du compresseur (par exemple joints, sièges de vanne).



Figure 3.11. Compresseurs à pistons semi-hermétiques

d. Les compresseurs rotatifs (figure 3.12) :

Les compresseurs rotatifs les plus importants (compresseurs à piston roulant, à spirales et à vis), caractérisés par :

- peu de composants grâce à une conception simplifiée ;
- fonctionnement faible en vibrations, car exempt de mouvements oscillatoires ;
- rendement amélioré grâce à une compression continue ;
- régulation en continu de la puissance par variation de la vitesse de rotation, d'où coefficients de performance élevés et augmentation du temps d'utilisation, du fait que le fonctionnement en continu génère moins de pertes d'énergie et moins d'usure du matériel ;
- haute sécurité de fonctionnement due à l'absence d'à-coups dans la pression du liquide.

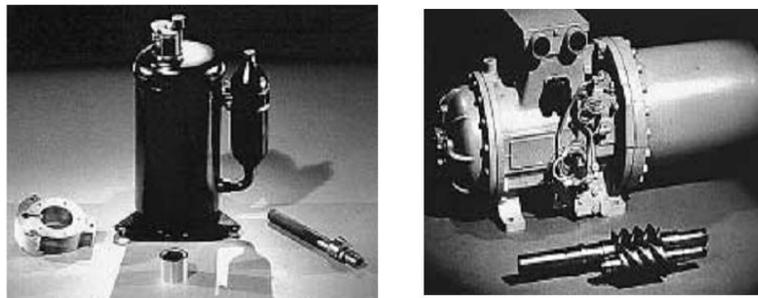


Figure 3.12. Compresseurs rotatifs

Les compresseurs à piston roulant et à spirales sont prévus pour remplacer des compresseurs à piston hermétiques. Le compresseur Scroll (compresseur à spirales) est actuellement le plus avancé du point de vue technique. Grâce à des méthodes de fabrication

plus modernes, il sera possible à l'avenir de les trouver en plus grand nombre sur le marché. Les compresseurs à vis présentent en général un net avantage quant au rapport pression / volume. Ils sont caractérisés par :

- haute efficacité ;
- fonctionnement silencieux ;
- petite taille ;
- peu de pièces rotatives, donc peu d'usure ;
- huile du circuit de refroidissement plus coûteuse.

Les inconvénients du compresseur rotatif :

- leur coût d'achat plus élevé;
- nécessité de personnel qualifié;
- en cas de défaillance, les compresseurs hermétiques tels que les scroll's doivent être remplacés et sont limités en puissance;
- les compresseurs à vis sont de plus grosse puissance et moins adaptés à la puissance frigorifique nécessaire habituellement dans les commerces.

3.3.3. Condenseur :

Le transfert de la chaleur du fluide frigorigène à l'eau chaude contenue dans le ballon de stockage nécessite un échangeur de chaleur (condenseur). On distingue 2 types d'échangeurs: les échangeurs internes et les échangeurs externes.

a. Échangeurs internes :

Les échangeurs de chaleur internes utilisés dans les ballons de stockage sont généralement des tuyauteries en forme de serpentín lisse ou munis d'ailettes. Il est monté dans la partie inférieure du ballon de stockage afin d'améliorer la stratification du ballon.

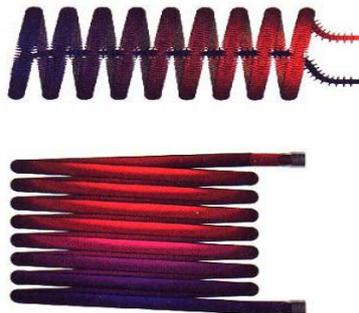


Figure 3.13.Échangeur interne.

b. Échangeur externe :

Les échangeurs externes sont dans la plupart des cas des échangeurs à plaques ou serpentins coaxiaux à contre-courant.

b.1. Échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques fermées, dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La figure 3.14 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes sont mises en jeu.

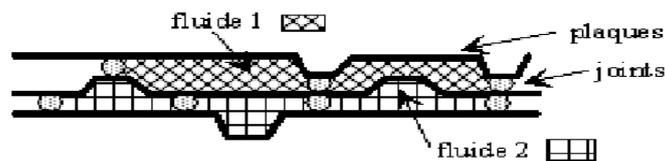


Figure 3.14. Échangeur a plaque.

b.2. Échangeurs serpentins coaxiaux à contre-courant :

Les échangeurs serpentins coaxiaux sont constitués de deux tubes coaxiaux sous forme de serpentins. Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire à contre-courant entre les deux tubes.



Figure 3.15. Échangeur serpentins coaxiaux à contre-courant.

3.3.4. Vanne de détente :

La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif "abaisseur de pression" dans le circuit de la pompe à chaleur. C'est le rôle du détendeur, qui va donc abaisser la pression du fluide frigorigène sortant du condenseur à l'aide d'un dispositif d'étranglement. La température du fluide s'abaisse et le frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur. Le détendeur alimente ensuite l'évaporateur en fluide frigorigène en modulant son débit. La détente se produit sans échange de chaleur ou de travail avec le milieu extérieur.

Un mauvais contrôle de la quantité de fluide frigorigène admise dans l'évaporateur, entraîne les conséquences suivantes :

- Trop peu de fluide frigorigène : il est immédiatement évaporé et il continue à se réchauffer. C'est l'effet de surchauffe. L'efficacité de l'évaporateur diminue.
- Trop de fluide injecté : l'excès de fluide n'est pas évaporé par manque de chaleur disponible. Une partie du fluide reste liquide et est aspirée par le compresseur. Celui-ci peut alors être sérieusement endommagé (coup de liquide).

a. Le détendeur thermostatique :

C'est le dispositif le plus fréquemment utilisé dans les pompes à chaleur. Le détendeur thermostatique, qui fonctionne de façon automatique, est un corps de vanne qui règle le débit du fluide réfrigérant de façon à maintenir constante la surchauffe des gaz qui viennent de l'évaporateur.

Fonctionnement :

Le corps de vanne est muni d'un orifice fixe et d'un pointeau mobile. La position du pointeau est contrôlée à partir d'un ensemble composé d'une membrane (4), d'un train thermostatique dont la pression interne est fonction de la température du bulbe (sonde³) et d'un ressort, dont la force d'appui sur la membrane est contrôlée par une vis de réglage (5). Si la charge thermique de l'évaporateur augmente, la sonde détectera une montée de température, agira sur la membrane et le pointeau s'ouvrira afin d'augmenter le débit de réfrigérant (1) jusqu'à obtention de la même surchauffe des vapeurs. D'un côté du soufflet règne la pression

d'évaporation (amont ou aval de l'évaporateur suivant l'existence ou non d'une égalisation de pression) ; de l'autre côté du soufflet règne la pression de saturation correspondant à la température du bulbe.

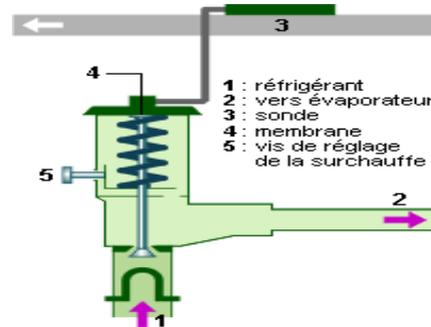


Figure 3.16. Vannes de détente

3.3.5.Fluide frigorigène :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances ; ils sont utilisés dans les circuits de systèmes de chauffage et frigorifiques, où ils assurent le transfert de la chaleur entre la source chaude et la source froide.

3.3.5.1.Les différents types fluides frigorigènes :

Les principaux fluides frigorigènes peuvent être classés au sein de différentes familles compte tenu de leurs propriétés physico-chimiques :

- les substances inorganiques pures,
- les hydrocarbures,
- les hydrocarbures halogénés,
- les autres produits.

Chaque frigorigène, qu'il soit une substance pure ou un mélange, peut être identifié par une désignation numérique : un numéro qui suit le symbole R (utilisé pour réfrigérant); Ex: R12 (dichlorodifluorométhane), R717 (ammoniac)...

a. Les substances inorganiques pures :

Dans cette famille on trouve principalement l'eau (H_2O - R718), l'ammoniac (NH_3 - R717) et le dioxyde de carbone(CO_2 - R744). Des composés tels que l'ammoniac ou le dioxyde de carbone ont été utilisés au début du XX siècle puis un peu abandonnés du

fait de leur dangerosité. Aujourd'hui, l'ammoniac est de nouveau très largement employé suite à la découverte de la toxicité environnementale de certains autres frigorigènes : on le trouve principalement dans les installations de froid industriel de grande puissance.

b. Les hydrocarbures :

Les principaux hydrocarbures présents dans le domaine du froid, en tant que frigorigènes, peuvent être saturés ou présenter une double liaison. Dans ce groupe sont principalement employés : le butane (R600), l'isobutane (R600a), le propane (R290), le cyclopropane (RC270), le propylène (R1270)... Ces composés présentent des dangers d'inflammabilité importants. Ils sont donc souvent utilisés (ex: isobutane) lorsque les quantités de fluides frigorigènes nécessaires restent assez faibles.

c. Les hydrocarbures halogénés :

Dans cette famille peuvent se retrouver des composés qui ont été très largement utilisés mais qui font désormais l'objet d'interdiction, notamment pour des raisons de toxicité environnementale.

c.1. Les CFC (chlorofluorocarbures) :

Ce sont les plus connus des hydrocarbures halogénés. Complètement substitués par du chlore ou du fluor, ces hydrocarbures ne contiennent plus d'hydrogène. Ils sont dangereux pour la couche d'ozone.

La production, la mise sur le marché et l'utilisation (même en maintenance) de CFC est interdite en France et dans pratiquement tous les pays. Toute installation fonctionnant encore avec des CFC et devant être rechargée en fluide frigorigène doit être adaptée pour recevoir un autre fluide.

c.2. Les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) :

Il s'agit de la seconde génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Ce sont des composés chimiques formés de chlore, de fluor, d'hydrogène et de carbone. À ce jour, ils peuvent encore être utilisés (substitués des CFC) mais ils sont voués à disparaître du fait de leur toxicité environnementale (couche d'ozone). À l'identique des CFC, une interdiction totale des HCFC est prévue dans un futur proche (≈ 2015).

c.3.Les HFC (hydrofluorocarbures) :

Les HFC sont composés de fluor, d'hydrogène et de carbone. Ils constituent la troisième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Utilisés actuellement dans les installations neuves (purs ou sous forme de mélange), ils ne présentent pas de dangers pour la couche d'ozone, mais ils peuvent contribuer à l'effet de serre.

d. Autres fluides pouvant être utilisés :

Certains fluides frigorigènes ont pu être utilisés ou sont utilisés de façon très ponctuelle et rare. Ainsi on pourra trouver :

- les éthers oxydes: étherdiéthylique ou étherdiméthylique ;
- les amines aliphatiques: méthylamine (R630), éthylamine (R631) ;
- les alcools: méthanol, éthanol ;
- des composés trihalogénés: fluorés, chlorés et bromés (HBCFC, BCFC).

3.3.5.2. Risques dû au fluide frigorigène :

a. Risques pour la santé humaine :

La mise en œuvre des fluides frigorigènes peut présenter des risques pour la santé humaine, principalement en cas de contact cutané ou d'inhalation.

b. Risque d'incendie :

Le risque d'incendie et d'explosion est très variable, selon le type de produit utilisé : de manière générale, les frigoristes classent les substances utilisées en trois groupes selon leur limite inférieure d'inflammabilité

- groupe 1 : fluides non inflammables à l'état de vapeur à n'importe quelle concentration dans de l'air ;
- groupe 2 : fluides dont la limite inférieure d'inflammabilité est supérieure ou égale à 3,5 % (volume/volume) lorsqu'ils sont en mélange avec de l'air ;
- groupe 3 : fluides dont la limite inférieure d'inflammabilité est inférieure à 3,5 % (volume/volume) lorsqu'ils sont en mélange avec de l'air.

c. Risques environnementaux :

Les fluides frigorigènes sont très généralement des gaz à température et pression ambiantes : ils peuvent donc principalement avoir un effet sur l'atmosphère et très peu sur les sols et les eaux.

Les risques environnementaux des CFC et HCFC sont bien connus et ils justifient notamment leur interdiction : ils contribuent à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. Leurs remplaçants, les HFC, ne participent pas à cette destruction mais par contre, contribuent à l'effet de serre.

Les hydrocarbures (butane, propane...) ne sont pas répertoriés comme polluants pour l'atmosphère : ils se décomposent par voie photochimique dans l'atmosphère (ils peuvent cependant contribuer à l'effet de serre).

L'ammoniac est classé en tant que produit dangereux pour l'environnement (notamment les organismes aquatiques). Sa grande facilité à se dissoudre dans l'eau lui confère la possibilité de polluer les sols et les nappes phréatiques. Il se transforme alors en ion ammonium, conduisant ensuite à une pollution par des nitrates.

3.3.5.3. Le choix du fluide frigorigène :

Le choix du fluide frigorigène le mieux adapté dépend de l'utilisation et du type d'installation. Les critères de base servant à une évaluation concrète sont les suivants :

- aptitude à la plage de températures nécessaire,
- propriétés thermodynamiques adaptées, ainsi que le comportement d'ébullition et la capacité thermique spécifique,
- pressions appropriées,
- compatibilité avec des machines et autres matériels utilisés,
- disponibilité des huiles adéquates pour machines,
- disponibilité des techniques de liaison adaptées,
- rentabilité élevée,
- respect à long terme des lois et directives en vigueur (Dangers potentiels les plus minimes possibles).

La durée de vie d'une installation frigorifique, de climatisation et de pompe à chaleur est élevée, souvent supérieure à plusieurs décennies, durant lesquelles le fluide frigorigène

utilisé a une réelle incidence sur la consommation énergétique : plus il est performant, plus les économies en termes de coûts sont importantes. Les éventuels investissements, plus élevés que prévus, sont amortis beaucoup plus rapidement.

De plus, les aspects environnementaux et les obligations juridiques inhérentes doivent être pris en compte : un fluide frigorigène choisi en fonction de sa durabilité permet de se passer d'équipements supplémentaires onéreux et d'éviter des écueils d'ordre juridique.

3.4. Bilan énergétique :

3.4.1. Rappel du premier principe appliqué à un système ouvert :

On s'intéresse à une partie de la machine frigorifique traversée par un débit massique \dot{m} de fluide frigorigène, et délimitée par les parois, une section d'entrée notée 'e' et une section de sortie, notée 's' (figure 3.17).

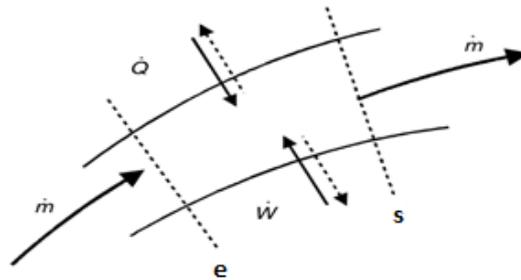


Figure 3.17. Représentation schématique d'un système thermodynamique ouvert.

Entre e et s, le fluide frigorigène peut échanger avec l'extérieur une puissance thermique \dot{Q} et une puissance mécanique \dot{W} . Le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce système ouvert s'écrit [17] :

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{e,s} \quad (3.4)$$

E_T : Energie totale (J).

$\frac{1}{2} V^2$: Energie cinétique massique (J/Kg)

gz : Energie potentielle massique (J/Kg).

3.4.2. Evaporateur:

L'énergie reçue par le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur peut être exprimé par l'équation (3.4).

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W} + \sum_{4,1} \dot{m}_r \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{4,1}$$

On néglige les variations des énergies cinétique et potentielle devant celles de l'enthalpie. De plus, au niveau de l'évaporateur, il n'y a pas d'échange d'énergie mécanique. En régime permanent, le bilan d'énergie s'écrit alors simplement :

$$0 = \dot{Q}_{ev} + \dot{m}_r (h_4 - h_1)$$

D'où :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.5)$$

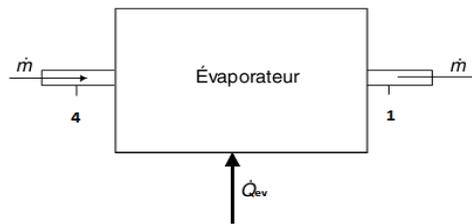


Figure 3.18. Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur.

3.4.3. Compresseur :

L'énergie reçue par le compresseur peut être exprimé par l'équation (3.4) :

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_c + \dot{W} + \sum_{1,2} \dot{m}_r \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{1,2}$$

Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont encore très faibles devant les variations d'enthalpie. En régime stationnaire, compte tenu de la compression adiabatique, le bilan d'énergie au compresseur s'écrit :

$$\dot{W} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

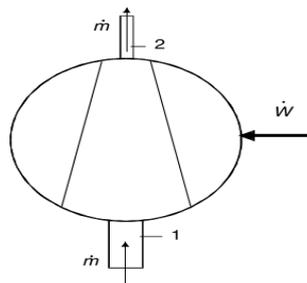


Figure 3.19. Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur

La puissance fournie par le compresseur peut aussi être exprimé par la relation suivant [28]:

$$\dot{W} = \dot{m}_r \frac{P_1 v_1}{\eta_c} \frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ Ou } \dot{m}_r = \frac{V_d N \eta_v}{60 v_1} \quad (3.7)$$

P_1, P_2 : Pression à la rentrée et à la sortie de compresseur (bar).ou : $P_1=P_{ev}, P_2=P_c$.

v_1 : Volume spécifique de fluide frigorigène à la rentrée de compresseur (m^3/Kg).

η_c, η_v : Rendement de compresseur et rendement volumique.

k : Indice polytropique de R134a

V_d : Volume balayé (m^3).

N : Nombre de tours (tr/min).

3.4.4. Condenseur :

On trouve de la même façon que pour l'évaporateur :

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_c + \dot{W} + \sum_{2,3} \dot{m}_r \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{2,3}$$

L'énergie cédée par le fluide frigorigène à l'eau au niveau de condenseur peut s'exprimer à partir de cette relation comme suit :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (3.8)$$

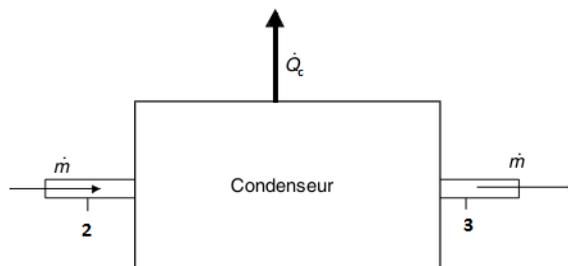


Figure 3.20. Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur

On peut trouver une relation entre ces différentes puissances en appliquant le premier principe de la thermodynamique des systèmes fermés à l'ensemble de la PAC sur un cycle de fonctionnement :

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_{ev} + \dot{W} = 0$$

D'où :

$$\dot{Q}_c = -(\dot{Q}_{ev} + \dot{W})(3.9)$$

3.4.5. Vanne de détente :

La détente du fluide frigorigène s'effectue sans échange de chaleur, et sans récupération du travail ; par conséquent, $\dot{Q} = 0$ et $\dot{W} = 0$. En régime permanent, les variations d'énergie potentielle et cinétique étant négligeables, le premier principe s'écrit :

$$0 = \dot{m}_r(h_3 - h_4)$$

D'où :

$$h_3 = h_4(3.10)$$

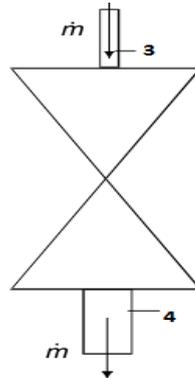


Figure 3.21. Flux de masse et d'énergie à travers un organe de détente.

3.4.6. Coefficient de performance :

Le Coefficient de performance de la machine COP est défini comme le rapport entre la puissance utile et l'énergie mécanique utilisée :

$$COP = \frac{|\dot{Q}_c|}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_{ev} + \dot{W}}{\dot{W}}(3.11)$$

3.5. Propriétés du fluide frigorigène R134a :

Afin de simuler et de prédire les performances du capteur aérosolaire fonctionnant avec fluide frigorigène R134a, une étude synthétique sur les propriétés thermo physiques de ce fluide est indispensable.

Dans la pratique, les propriétés thermodynamiques et physico-chimiques des fluides se présentent sous forme d'abaques ou de tableaux, où est donné l'ensemble des paramètres indicatifs, comme la pression P, la température T, le volume spécifique v, l'enthalpie h et l'entropie S. L'expérience montre que l'utilisation de ces tableaux est très peu pratique. Pour rendre exploitables ces données, il est proposé dans ce chapitre, de les approcher par des formes polynomiales simples établies par le biais de méthodes numériques.

3.5.1. Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R134a à l'équilibre liquide-vapeur [18] :

Les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a, utilisé dans notre programme sont : la pression de saturation P, l'enthalpie h des phases liquide et vapeur, le volume spécifique v.

a. Pression de saturation (bar) :

$$P = p_1 T_s^4 + p_2 T_s^3 + p_3 T_s^2 + p_4 T_s + p_5 \quad (3.12)$$

$$p_1 = 2.12766 \cdot 10^{-8}; p_2 = 8.9522 \cdot 10^{-8}; p_3 = 0.00147189; p_4 = 0.106194; p_5 = 2.93554$$

b. Enthalpie de la phase liquide (KJ/kg) :

$$h_l = h_{l1} T_s^4 + h_{l2} T_s^3 + h_{l3} T_s^2 + h_{l4} T_s + h_{l5} \quad (3.13)$$

$$h_{l1} = 1.43312 \cdot 10^{-7}; h_{l2} = -1.86962 \cdot 10^{-6}; h_{l3} = 1.9844 \cdot 10^{-3}; h_{l4} = 1.30623; h_{l5} = 200.041$$

3.5.2. Simulation des propriétés thermodynamique de la vapeur surchauffée du R134a [18]:

Les deux grandeurs thermodynamiques du fluide R134a, du domaine de la phase vapeur surchauffée, qui nous intéressent dans cette étude sont l'enthalpie et le volume spécifique.

a. Détermination de la relation de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée :

La forme polynomiale proposée, relative à l'enthalpie de la vapeur surchauffée du fluide frigorigène R134a, est la suivante:

$$h = AT^2 + BT + C \quad (3.14)$$

Les variations des constantes A, B et C de l'expression (3.14) en fonction de la température de saturation T_s sont données dans les relations (3.14-3.17) suivantes:

Variation de A en fonction de T_s :

$$A = A_1 T_s^3 + A_2 T_s^2 + A_3 T_s + A_4 \quad (3.15)$$

$$A_1 = -2.25 \cdot 10^{-9}; A_2 = -1.49 \cdot 10^{-7}; A_3 = -1.3 \cdot 10^{-5}; A_4 = 0.477 \cdot 10^{-3}$$

Variation de B en fonction de T_s :

$$B = B_1 T_s^3 + B_2 T_s^2 + B_3 T_s + B_4 \quad (3.16)$$

$$B_1 = 1.310^{-6}; B_2 = 3.510^{-5}; B_3 = 2.4410^{-3}; B_4 = 0.917412$$

Variation de C en fonction de T_s :

$$C = C_1 T_s^3 + C_2 T_s^2 + C_3 T_s + C_4 \quad (3.17)$$

$$C_1 = -0.000147; C_2 = -0.003073; C_3 = -0.17755; C_4 = 395.399$$

b. Détermination de l'équation du volume spécifique de la phase vapeur surchauffée :

Pour la variation du volume spécifique en fonction de la température réelle, la forme polynomiale suivante est proposée :

$$v = DT^3 + ET^2 + FT + G \quad (3.18)$$

Les variations des constantes D, E, F et G de l'expression (3.18) en fonction de la température de saturation T_s sont données dans les relations (3.19-3.22) suivantes:

Variation de D en fonction de T_s :

$$D = D_1 T_s^7 + D_2 T_s^6 + D_3 T_s^5 + D_4 T_s^4 + D_5 T_s^3 + D_6 T_s^2 + D_7 T_s + D_8 \quad (3.19)$$

$$D_1 = 7.35046 \cdot 10^{-21}; D_2 = -8.01992 \cdot 10^{-19}; D_3 = 1.63598 \cdot 10^{-17}; D_4 = 1.02313 \cdot 10^{-15};$$

$$D_5 = -2.99745 \cdot 10^{-14}; D_6 = -2.20572 \cdot 10^{-14}; D_7 = 2.59011 \cdot 10^{-12}; D_8 = 1.77957 \cdot 10^{-9}$$

Variation de E en fonction de T_s :

$$D = E_1 T_s^6 + E_2 T_s^5 + E_3 T_s^4 + E_4 T_s^3 + E_5 T_s^2 + E_6 T_s + E_7 \quad (3.20)$$

$$E_1 = -3.5515 \cdot 10^{-17}; E_2 = -1.01016 \cdot 10^{-15}; E_3 = 2.16742 \cdot 10^{-13}; E_4 = -2.46083 \cdot 10^{-12};$$

$$E_5 = -2.67134 \cdot 10^{-10}; E_6 = -1.24046 \cdot 10^{-9}; E_7 = -5.71967 \cdot 10^{-7};$$

Variation de F en fonction de T_s :

$$F = F_1 T_s^4 + F_2 T_s^3 + F_3 T_s^2 + F_4 T_s + F_5 \quad (3.21)$$

$$F_1 = 5.96895 \cdot 10^{-11}; F_2 = -5.76126 \cdot 10^{-9}; F_3 = 2.52697 \cdot 10^{-7}; F_4 = -8.84529 \cdot 10^{-6}; F_5 = 3.58414 \cdot 10^{-4}$$

Variation de G en fonction de T_s :

$$G = G_1 T_s^4 + G_2 T_s^3 + G_3 T_s^2 + G_4 T_s + G_5 \quad (3.22)$$

$$G_1 = 1.05921 \cdot 10^{-8}; G_2 = -1.52981 \cdot 10^{-6}; G_3 = 7.747 \cdot 10^{-5}; G_4 = -2.5723 \cdot 10^{-3}; G_5 = 0.0645791$$

3.6. Conclusion:

Ce troisième chapitre est consacré à des rappels sur le principe de fonctionnement des pompes à chaleurs. Les différentes technologies des composants mis en œuvre dans ce type d'installations y sont présentes, avec l'établissement des bilans énergétiques au niveau de chacun de ses éléments.

Afin de simuler et de prédire les performances du capteur aérosolaire fonctionnant au fluide frigorigène R134a, nous avons jugé utile rappeler également les propriétés thermophysiques de ce fluide.

4.1. Introduction :

Ce dernier chapitre sera consacré au calcul des différents paramètres qui vont aider à dimensionner le capteur aérosolaire et à étudier les performances du système.

4.2. Description du système :

Le chauffe-eau thermodynamique à capteur aérosolaire se compose de deux parties. La première partie est constituée par le ballon de stockage. La deuxième partie se compose d'une pompe à chaleur à capteur aérosolaire, qui est une machine thermodynamique comprenant quatre éléments principaux :

- l'évaporateur qui est directement exposé au soleil (capteur aérosolaire);
- le compresseur ;
- le condenseur immergé en bas du ballon de stockage;
- le détendeur.

Ces quatre éléments sont parcourus par un fluide frigorigène qui évolue en circuit fermé entre ceux-ci, en changeant successivement d'état.

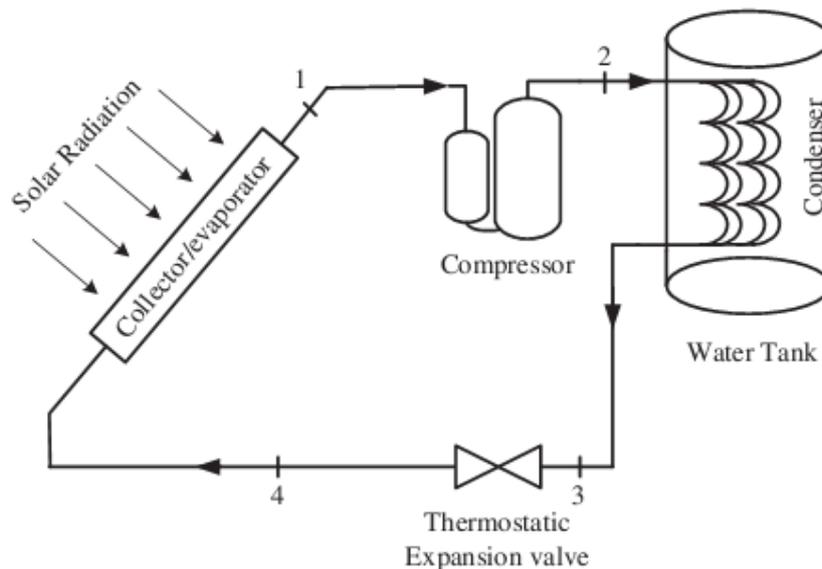


Figure 4.1. Schéma du système de chauffage à capteur aérosolaire.

4.2.1. Ballon de stockage :

Le ballon de stockage utilisé dans le système est dimensionné pour une famille de 4 personnes.

Caractéristiques du ballon de stockage :

Volume du ballon : 250l

Hauteur de la cuve : 1.1 m

Diamètre intérieur : 0.538 m

Coefficient d'échange de la cuve : $0.36 \text{ w/m}^2\text{°C}$

4.2.2. Pompe à chaleur à capteur aérosolaire :

a. Capteur aérosolaire :

Dans l'installation envisagée, notre choix s'est porté sur le capteur étudié par M.N.A. Hawlader, S.K. Chou, M.Z. Ullah [19]. Le capteur est constitué d'un tube en cuivre $\varnothing 9.52 \text{ mm}$, d'épaisseur 0.76 mm en forme de serpentin (figure 3.8). Le pas entre les tubes est $p=100\text{mm}$. L'entrée du fluide frigorigène dans le collecteur est à proximité du fond. La plaque absorbante est en cuivre, et pourvue d'un revêtement noir d'un millimètre d'épaisseur, d'absorptivité 0.90, de transmittivité 0.90, et d'émissivité 0.15.

À partir de leurs résultats expérimentaux, ils ont établi une relation pour le rendement énergétique du capteur en fonction de la température d'évaporation, de la température ambiante et de l'intensité du rayonnement solaire, sous la forme de l'équation suivante:

$$\eta = 0.8 - 10.25 \left(\frac{T_{\text{ev}} - T_{\text{a}}}{G_{\text{t}}} \right) \quad (4.1)$$

b. Compresseur :

En tenant compte des critères cités dans le chapitre 3, le compresseur le mieux approprié dans le cas de notre système est le compresseur à piston hermétique à cause de :

- l'abondance de ce type de machines.
- leur coût faible.
- Leur comportement intéressant en matière de respect de l'environnement : il ne présente presque aucune fuite de fluide frigorigène.
- le volume de gaz R-134a au niveau de l'entrée du compresseur est relativement important, ce qui convient avec ce type de compresseur.

c. Condenseur :

Le condenseur utilisé dans le système est un condenseur interne, type serpentin, et il est installé au fond de la cuve de stockage. L'équation empirique de la chaleur de condensation cédée à la source chaude, est donnée par le constructeur [19], et s'écrit :

$$Q_c = [0.2225 + 0.4838(T_c - T_w) + 0.024(T_c - T_w)^2] \times 1000 \quad (4.2)$$

d. Fluide frigorigène :

Tenant compte des différents critères de base servant à l'évaluation concrète des performances d'un fluide frigorigène, et suivant l'étude faite par Gorozabel Chata et al, il semble que le choix du R-134a est finalement le mieux adapté pour ce système.

Hypothèses de fonctionnements :

Dans cette étude le cycle de fonctionnement obéit aux hypothèses suivantes :

- Cycle ditherme : le fluide n'échange de la chaleur qu'avec les sources froide et chaude, respectivement aux températures T_{ev} et T_c ; de plus, les transferts thermiques n'ont lieu que dans les échangeurs.
- Absence de phénomènes dissipatifs durant l'écoulement du fluide frigorigène (pertes de charges négligeables).
- Température de l'eau dans le réservoir de stockage constante pendant le cycle (régime stationnaire).
- Surchauffe de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur constante $\Delta T_{sc}=8^\circ\text{C}$.
- Pas de sous refroidissement du fluide frigorigène à la sortie du condenseur ($\Delta T_{sr}=0^\circ\text{C}$).

4.3. Paramètres de fonctionnement :**4.3.1. Ballon de stockage :**

La température de l'eau d'alimentation T_{al} , la température de l'enceinte où se trouve la cuve de stockage T_e et le volume consommé V sont donnés sur le tableau 4.1 ci –après.

Mois	T _{al} (°C)	T _e (°C)	v(l/j)	V(l/j)
Janvier	10	15	40	160
Février	10	15	40	160
Mars	10	20	40	160
Avril	15	20	40	160
Mai	15	25	40	160
Juin	18	27	26	104
Juilly	18	27	26	104
Aout	18	27	26	104
Septembre	15	25	40	160
Octobre	15	20	40	160
Novembre	10	15	40	160
Décembre	10	15	40	160

Tableau 4.1. Paramètres de fonctionnement du ballon de stockage.

4.3.2. Données géographiques et climatiques :

a. Données géographiques:

Lieu : Tizi-Ouzou.

Latitude (φ) : 36°34'

Longitude (l) : 4°3'

Altitude : 200 m

b. Données climatiques :

Les températures moyennes mensuelles diurnes, relevées par la station météorologique de Tizi-Ouzou sont répertoriées dans le tableau 4.1 :

Mois	Jan.	Fév.	Mar.	Avr.	May.	Jun.	Jui.	Aut.	Sep.	Oct.	Nov.	Déc.
T _a (°C)	16.1	17.6	19.7	22.2	24.3	29.8	35.8	35.5	31.1	26.2	19	16.7

Tableau 4.1. Températures moyennes mensuelles diurnes de l'année 2010.

Les valeurs moyennes mensuelles du rayonnement extra-terrestre sur une surface horizontale au-dessus de l'atmosphère, du rayonnement quotidien sur une surface horizontale au niveau du sol, de l'angle horaire du coucher du soleil ω_s et de la durée du jour pour la région de Tizi-Ouzou sont considérées similaires aux mesures effectuées à la station météorologique de Dar el Beida Alger. Tableau 4.2.

Mois	\bar{H}_0 (MJ//m ²)	\bar{H} (MJ/m ²)	ω_s (°)	D_i (h)	\bar{K}_T
Janvier	16.5096	12.8088	73	10	0.46
Février	20.8584	16.2552	80	11	0.51
Mars	35.5312	18.7408	88	12	0.55
Avril	29.4336	18.8384	97	12	0.55
Mai	31.5432	20.0845	104	12	0.6
Juin	32.1696	19.3739	108	12	0.55
Juilly	31.7664	20.2428	106	12	0.61
Aout	30.2184	20.9466	100	12	0.62
Septembre	27.1008	19.7939	92	12	0.58
Octobre	22.5576	16.8978	83	12	0.52
Novembre	17.8632	13.1095	75	10	0.46
Décembre	15.3432	11.8543	71	10	0.45

Tableau 4.2 Moyennes mensuelles des rayonnements \bar{H}_0 et \bar{H} , de l'angle horaire ω_s et de la durée du jour [20]

4.4. Dimensionnement du capteur :

4.4.1. Orientation du capteur :

Le capteur solaire est orienté plein sud, avec un angle d'inclinaison sur l'horizontal β optimal en moyenne annuelle. Il est estimé d'après la relation suivante:

$$\beta_{opt} = \varphi + 10^\circ \quad (4.3)$$

4.4.2. Charge de chauffage :

La Charge de chauffage est la quantité réelle d'énergie nécessaire pour produire l'eau chaude sanitaire. Elle est obtenue en additionnant l'énergie nécessaire pour porter ce volume d'eau à la température demandée, à celle qui est nécessaire pour couvrir les déperditions thermiques de la cuve.

$$Q_{cc} = Q_s + Q_p = V\rho c_p(T_w - T_{al}) + A_{cuve} U_{cuve} (24 \times 3600)(T_w - T_e) \quad (4.4)$$

Les resultats sont donnés dans le tableau ci-dessous :

mois	Q_s (MJ)	Q_{cuve} (MJ)	Q_{cc} (MJ)
Janvier	30.0960	1.1096	31.2056
Février	30.0960	1.2206	31.3166
Mars	30.0960	1.3315	31.4275
Avril	26.7520	1.2596	28.0116
Mai	17.3888	1.1876	18.5764
Juin	16.0846	1.0076	17.0923
Juilly	16.0846	1.0076	17.0923
Aout	16.0846	1.0076	17.0923
Septembre	17.3888	1.1876	18.5764
Octobre	26.7520	1.2596	28.0116
Novembre	30.0960	1.1096	31.2056
Décembre	30.0960	1.1096	31.2056

Tableau 4.4.Charges de chauffage mensuelles.

4.2.3. Temps de chauffage :

Le temps de chauffage est le temps de fonctionnement de la pompe à chaleur, nécessaire pour recouvrir la charge de chauffage. Il peut être calculé en divisant la charge de chauffage Q_{cc} , et la puissance cédée à l'eau au niveau du condenseur par le fluide frigorigène \dot{Q}_c .

$$\tau = \frac{Q_{cc}}{\dot{Q}_c} \quad (4.5)$$

4.4.4. Moyennes mensuelles de l'ensoleillement recueilli sur le capteur

Mois	ω'_s (°)	\bar{R}_B	\bar{H}_B (MJ/m ²)	\bar{H}_D (MJ/m ²)	\bar{H}_t (MJ/m ²)	G_{tm} (w/m ²)
Janvier	73	2.19	4.2761	3.7735	12.8088	355.8
Février	80	1.72	6.8201	4.9303	16.2552	410.49
Mars	88	1.31	9.9486	6.1650	18.7408	433.81
Avril	88.33	0.97	12.1668	7.5396	18.8384	436.07
Mai	86.69	0.79	15.8200	8.0840	20.0845	464.92
Juin	85.77	0.71	15.1184	9.3688	19.3739	448.47
Juilly	86.22	0.75	16.7438	8.2258	20.2428	468.58
Aout	87.62	0.89	15.7048	7.4144	20.9466	484.87
Septembre	89.52	1.14	11.9299	6.5885	19.7939	458.19
Octobre	83	1.55	7.7079	5.3601	16.8978	391.15

Novembre	75	2.04	4.6050	4.0638	13.1095	364.15
Décembre	71.49	2.31	3.7653	3.4635	11.8543	329.29

Tableau 4.5. Moyennes mensuelles de l'ensoleillement recueilli sur le capteur.

4.4.5. Calcul de la surface du capteur :

Il est possible de calculer pour chacun des mois de l'année la surface de captation nécessaire pour couvrir les besoins tels que définis dans les calculs de charge, en supposant dans cette étape de calcul que la température d'évaporation est telle que $T_{ev}=T_a+5^{\circ}C$ (condition recommandée pour obtenir le meilleur COP.... Par la suite, cette température sera évaluée) Néanmoins, nous ne ferons ce calcul que pour le mois de Décembre supposé représenter le cas le plus défavorable. Le temps de fonctionnement maximal est pris égal à $\tau_{max}=6$ h.

De l'équation (4.5) on a :

$$\dot{Q}_c = \frac{Q_{cc}}{\tau_{max}} = \frac{32.759 \cdot 10^6}{6 \times 3600} = 1516.62 \text{ w}$$

De l'équation (4.2) on pourra en déduire la température de condensation.

On trouve $T_c=57.4^{\circ}C$,

Puis on calcule le débit par la relation suivante :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \Rightarrow \dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_c}{(h_2 - h_3)} = \frac{1516.62}{161.25 \cdot 10^3} = 9.405 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

La puissance absorbée par l'évaporateur est ensuite calculée comme :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = 9.405 \cdot 10^{-3} \times 135.25 \cdot 10^3 = 1272.03 \text{ w}$$

De l'équation (2.4) on en déduit la surface de captation:

$$A_c = \frac{\dot{Q}_{ev}}{F' G_{tm}(\tau\alpha) - F' U_L(T_{ev} - T_a)} = \frac{1272.03}{0.8 \times 329.3 - 10.125 \times 5} = 5.98 \cong 6 \text{ m}^2$$

Ainsi on prendra : $A_c = 6 \text{ m}^2$

4.4.6. Calcul du volume d'aspiration du compresseur :

A partir de l'équation (3.7), on pourra déterminer $V_d \eta_v$, qui représente le volume d'aspiration du compresseur. Pour un nombre de tour $N=1500$ tr/min:

$$\dot{m}_r = \frac{V_d N \eta_v}{60 v_1} \Rightarrow V_d \eta_v = \frac{60 \dot{m}_r v_1}{N} = \frac{60 \times 9.405 \cdot 10^{-3} \times 35.74 \cdot 10^{-3}}{1500} 13.445 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{tr}$$

4.5. Performances du système :

Pour déterminer les performances du système, une série de calculs a été faite. La démarche suivie pour faire ces calculs est schématisée dans l'organigramme ci-dessous :

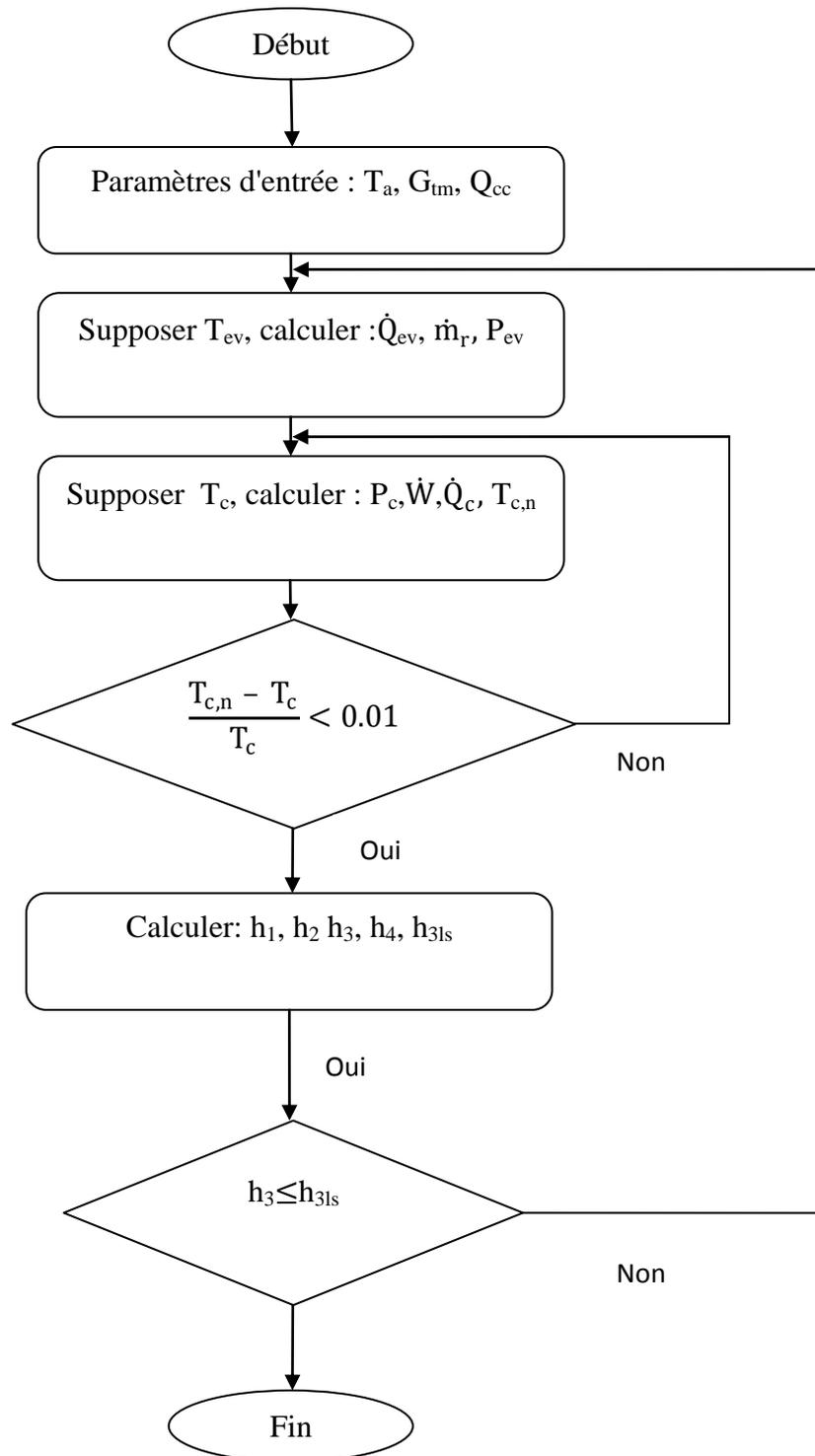


Figure 4.2. Organigramme de calcul des paramètres de performances

Les différents résultats sont représentés dans les tableaux ci-dessous:

À $T_a = 16^\circ\text{C}$:

$G_{tm}(\text{w/m}^2)$	300	350	400	450	500	550	600
------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Chapitre 4 : Dimensionnement et analyse des performances du système

$T_{ev}(^{\circ}C)$	20.58	23.18	25.7	28.1	30.39	32.54	34.54
$\dot{Q}_{ev}(w)$	1161.8	1243.8	1330.7	1424.9	1525.8	1635.2	1753.7
$\dot{W}_c(w)$	251.95	250.75	248.77	244.71	240.17	234.65	227.48
$\dot{Q}_c(w)$	1413.7	1494.6	1579.5	1669.6	1766	1869.8	1981.2
COP	5.61	5.96	6.35	6.82	7.35	7.97	8.71

Tableau 4.6 Evolution des différents paramètres à $T_a = 16^{\circ}C$

À $G_{tm}=330 w/m^2$:

$T_a(^{\circ}C)$	15	16	17	18	19	20	21
$T_{ev}(^{\circ}C)$	21.5	22.15	22.8	23.46	24.1	24.73	25.37
$\dot{Q}_{ev}(w)$	1189.1	1210.4	1231.6	1252.3	1274.2	1296.7	1318.5
$\dot{W}_c(w)$	252.13	251.68	251.12	251.14	250.39	249.55	249.31
$\dot{Q}_c(w)$	1441.3	1462.1	1482.8	1503.4	1524.6	1546.2	1567.8
COP	5.72	5.81	5.9	5.99	6.09	6.2	6.29

Tableau 4.7. Evolution des différents paramètres à $G_{tm}=330w/m^2$

Performance du système :

	$T_{ev}(^{\circ}C)$	$P_{ev}(bar)$	$T_c(^{\circ}C)$	$P_c(bar)$	$\dot{m}_r(g/s)$	Temps	$\dot{Q}_{ev}(w)$	$\dot{W}(w)$	$\dot{Q}_c(w)$	COP	$\eta_{cap}(\%)$
Jan	23,55	6,38	57,4	15,8	9,107	6,04	1255,3	251,04	1506,3	6	58,8
Fév	27,19	7,1	57,6	15,88	9,929	5,57	1387,8	246,72	1634,5	6,62	56,4
Mars	29,51	7,6	57,7	15,92	10,546	5,27	1486,3	241,89	1728,2	7,14	57,1
Avr	31,02	7,93	57,8	15,96	11	4,53	1557,3	238,2	1795,5	7,54	59,5
May	33,35	8,47	58	16,03	11,802	2,87	1681,8	231,54	1913,4	8,26	60,3
Juin	35,43	8,98	58,2	16,11	12,648	2,47	1810,6	224,38	2035	9,07	67,3
Juil	38,78	9,84	58,6	16,27	14,35	2,21	2068,1	210,64	2278,8	10,82	73,6
Aout	39,17	9,94	58,6	16,27	14,582	2,17	2104,4	208,31	2312,7	11,1	72,3
Sept	36,39	9,22	58,3	16,15	13,088	2,62	1877,9	220,68	2098,6	9,51	68,3
Oct	31,28	7,99	57,9	16	11,083	4,5	1568,9	238,19	1807,1	7,59	66,9
Nov	25,8	6,82	57,5	15,84	9,597	5,75	1334,8	248,6	1583,4	6,37	61,1
Déc	22,57	6,19	57,3	15,77	8,908	6,17	1224	251,33	1475,3	5,87	61,9
Moy annuelle	31,17	8,04	57,91	16	11,39	4,1	1613,1	234,29	1847,4	8	63,6

Tableau 4.8. Performance du système

Résultats et commentaires :

Nous nous sommes intéressés aux variations de la température d'évaporation en fonction des paramètres les plus influents dans le fonctionnement de l'installation, que sont

l'ensoleillement et la température ambiante. Comme le montrent les figures 4.4 et 4.5, la température d'évaporation augmente sensiblement quand la puissance solaire moyenne augmente. A température ambiante constante (16°C), elle passe de 21 à 35°C quand la puissance solaire croît de 300 à 600w/m².

L'influence de la température ambiante sur la température d'évaporation est cependant moins marquée ; ainsi, cette dernière augmente de 21 à 26°C quand la température extérieure passe de 15 à 21°C.

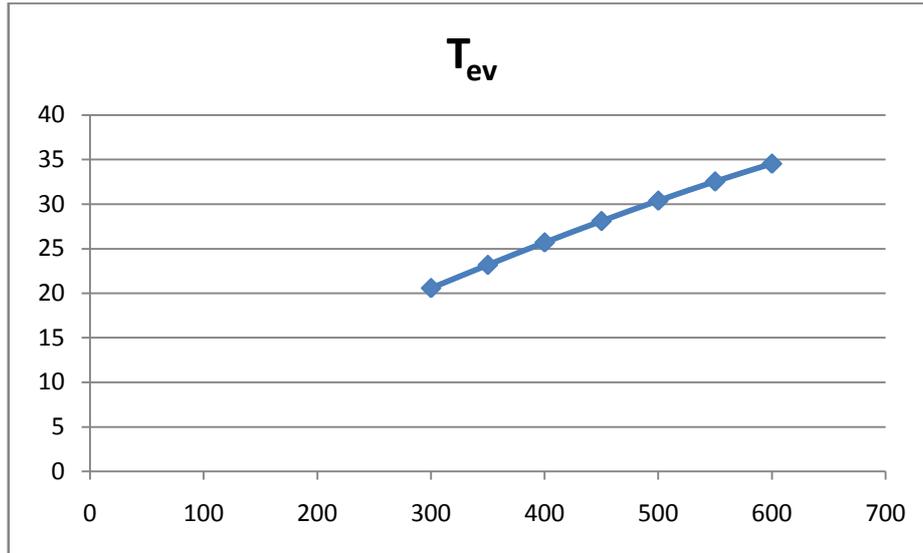


Figure 4.3. Evolution de T_{ev} en fonction G_{tm}

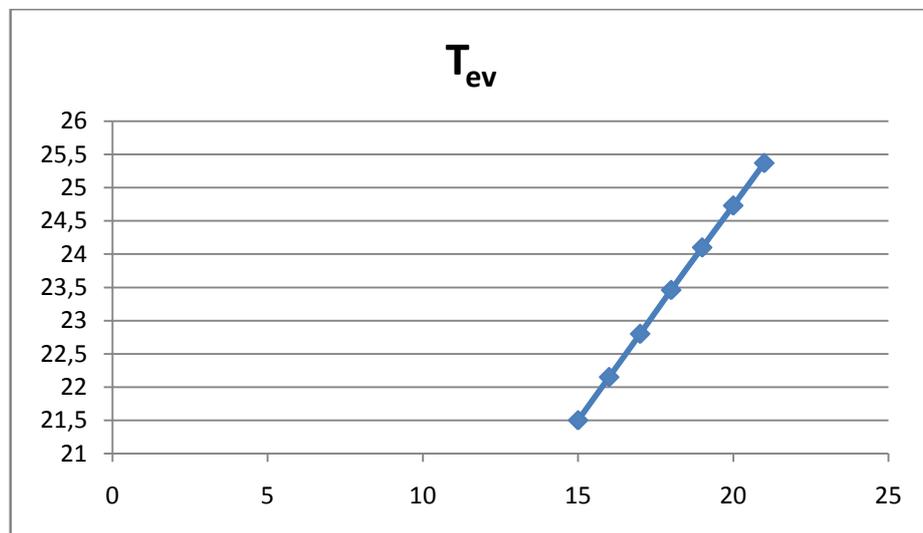


Figure 4.4. Evolution de T_{ev} en fonction T_a

Dans la figure 4.6 ci-dessous nous avons reproduit la courbe d'évolution du rendement du capteur aérosolaire, qui dépend essentiellement du coefficient de déperdition $\frac{(T_{ev}-T_a)}{G_{tm}}$. L'augmentation de l'efficacité du capteur aérosolaire, est consécutive de

la diminution des pertes vers le milieu extérieur ; que l'on obtient soit par l'augmentation de la puissance solaire ou bien par celle de la température ambiante.

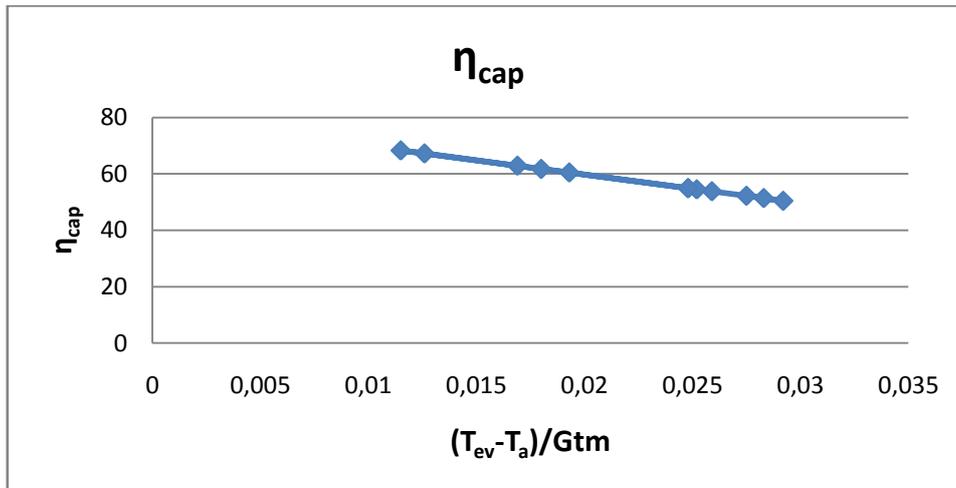


Figure 4.5. Evolution de η_{cap} en fonction de coefficient de déperdition $\frac{(T_{ev} - T_a)}{G_{tm}}$

Les variations du COP en fonction de la température d'évaporation sont représentées sur la figure 4.7 ci-dessous. On remarque que l'augmentation de la température d'évaporation de 20 à 40°C (que l'on peut obtenir lorsque l'énergie solaire disponible est plus importante comme on l'a vu précédemment) dans le capteur entraîne un accroissement important du COP de la PAC. La courbe de la figure 4.8 confirme ce résultat; elle montre que la valeur du COP passe de 5,6 à 8,9 quand la puissance augmente de 300 à 600 w/m^2 à température ambiante constante de 16°C. Ce coefficient est pratiquement doublé. En d'autres termes, la machine produit deux fois plus d'énergie pour la même puissance consommée.

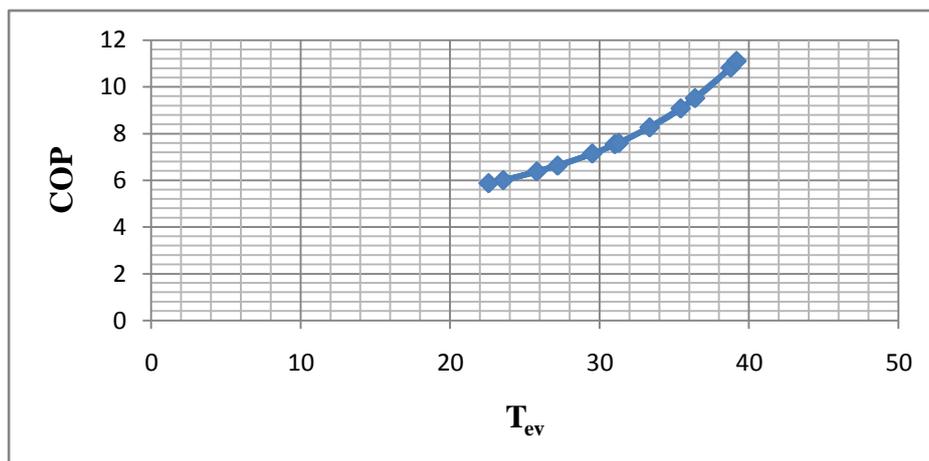


Figure 4.6. L'évolution de COP en fonction T_{ev}

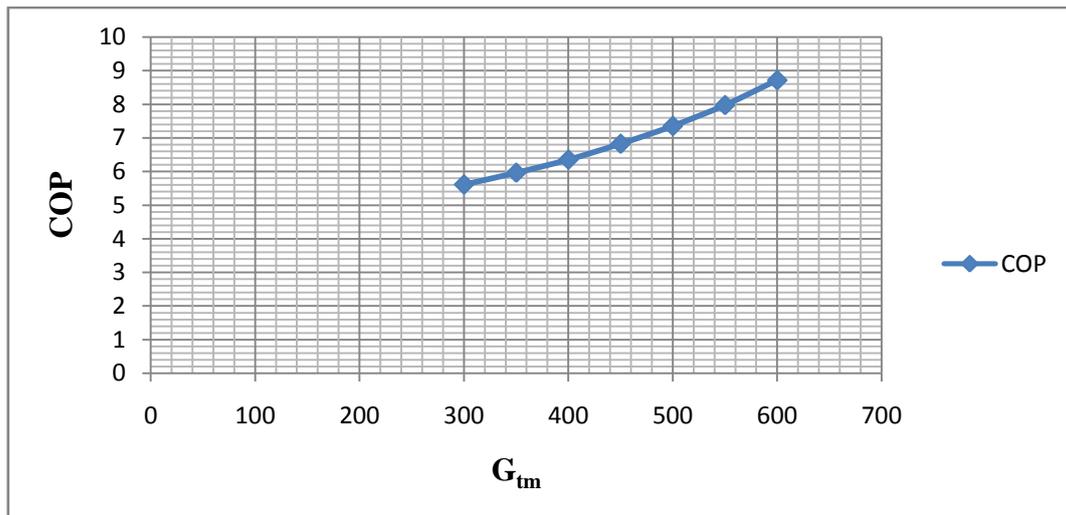


Figure 4.7. L'évolution de COP en fonction G_{tm}

Conclusion :

Dans cette étude théorique d'un chauffe-eau à pompe à chaleur couplée à un capteur aérosolaire, une série de calculs a été réalisée dans les conditions météorologiques de Tizi Ouzou. Les résultats montrent que le COP et l'efficacité du capteur aérosolaire, sont influencés par deux paramètres principaux : le rayonnement solaire et la température ambiante.

On constate que le COP moyen de la PAC solaire et le rendement du capteur pourraient atteindre 8 et 63,6 % respectivement en moyenne annuelle, ce qui est considérablement plus élevé que le système de pompe à chaleur classique. Ce résultat remarquable est très intéressant d'un point de vue énergétique ; il peut constituer un encouragement à opter pour ce type d'installation dans la conjoncture actuelle d'économies d'énergie et de durabilité du développement.

L'énergie solaire est aujourd'hui arrivée à un stade où elle est plus facilement exploitable; elle est en outre inépuisable. Comme la plupart des énergies douces, elle donne à l'utilisateur la possibilité de subvenir sans intermédiaire, à une partie de ses besoins énergétiques.

Parmi toutes les utilisations possibles de l'énergie solaire, le chauffage de l'eau à usage domestique est l'une des plus économiques et des plus simples. C'est aussi l'une des plus répandues. Plusieurs systèmes ont été développés dans ce domaine ; parmi ces techniques, on trouve les pompes à chaleur à capteur aérosolaire. Le travail présenté dans ce mémoire est une étude d'un chauffe-eau thermodynamique utilisant une pompe à chaleur à capteur aérosolaire, placé sous les conditions météorologiques de Tizi-Ouzou.

L'étude théorique d'un tel système exige la connaissance du potentiel de l'irradiation solaire. Pour cela, nous avons commencé par la détermination de la valeur optimale de l'angle d'inclinaison du capteur solaire du système ; puis nous avons estimé théoriquement les irradiances incidentes arrivant sur le capteur en appliquant le modèle statistique de Liu et Jordan (1960), partant des données météorologiques, et des données astronomiques de la région de Tizi-Ouzou.

Pour estimer la surface du capteur, nous avons procédé à l'évaluation des besoins en eau chaude sanitaire d'une famille moyenne algérienne (4 pour les familles actuelles), puis calculé la puissance calorifique nécessaire à la production et au stockage de cette quantité d'eau chaude. Nous avons trouvé que la surface minimale à installer pour couvrir ces besoins est de 6 m^2 ; c'est le résultat trouvé en simulant le programme de calcul pour le mois le plus défavorable de l'année (Décembre).

L'étude des performances de ce système de chauffe-eau solaire, a montré qu'elles dépendent essentiellement de deux paramètres principaux : le rayonnement solaire et la température ambiante. Le COP moyen de la PAC solaire et le rendement du capteur pourraient atteindre 8 et 63.6 % respectivement en moyenne annuelle, ce qui est considérablement plus élevé que le système de pompe à chaleur classique.

Les résultats présentés ici pour les chauffe-eaux sont très prometteurs pour la promotion de ce type de système, y compris pour un pays comme l'Algérie, qui n'est pas producteur à l'heure actuelle de telles machines et où l'énergie fossile est encore « trop bon marché ».

Mais dans les circonstances d'une fin proche pour les hydrocarbures, qui pousse à la recherche d'autres sources d'énergie, on ne peut négliger de telles pistes et se refuser des regards dans cette direction.

Cette étude et les performances encourageantes du couple PAC-Capteur solaire se veulent également comme une ouverture à des investigations dans d'autres domaines d'application de la pompe à chaleur à capteur aérosolaire.

Bibliographie

- [1] E.Torlaschi, Phénomènes Radiatifs dans L'atmosphère Terrestre, cours de Physique de L'atmosphère, 2003.
- [2] M. Koussa, A. Malek et M. Haddadi, 'Apport énergétique de la poursuite solaire sur deux axes par rapport aux systèmes fixes. Application aux capteurs plans', Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°4 515 – 537, 2007.
- [3] Kalogirou, Soteris, 'Solar energy engineering: processes and systems' 1st Edition Elsevier, 2009.
- [4] Soltherm Architecture et Climat – UCL, Utilisation domestique de l'énergie solaire: Les chauffe-eau solaires, PROGRAMME SOLTHERM de la REGION WALLONNE, 2004.
- [5] P.Amet, G.Gourdon, Y.guern, R.jules, E.Marguet et F.Mykieta, 'installer un chauffage ou un chauffe-eau solaire' Éditions Eyrolles, 2008.
- [6] Cours de RETScreen, Analyse de projets de chauffage solaire de l'eau, 2002-2004.
- [7] JACQUES BERNARD, 'Energie solaire-Calculs et optimisation', édition ellipses.2004.
- [8] X.Q. Kong, D. Zhang, Y.Li, Q.M. Yang, 'Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater'. Energy 36 (2011) 6 830-6 838. Elsevier 2011.
- [9] LIU Hui, Stockage inter-saisonnier d'énergie solaire pour l'habitat par absorption, Thèse de Doctorat Génie des Procédés, Université de Grenoble, décembre 2010.
- [10] David Blandin, Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification, Thèse de Doctorat en Génie civil, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, juin 2010.
- [11] A. Benkhelifa, A.Bouhdjar et A.Harhad, Influence des Forces d'Inertie sur les Performances de Stockage Thermique dans une Cuve Cylindrique durant les Phases de Charge et de Décharge, Revue des Energies Renouvelables Vol. 1, 1998, 53-63.
- [12] S. Amara, J. Virgone, H. Bouia, G. Krauss, 'Stratification dans les ballons d'eau chaude sanitaire: Comparaison de modelés existants', 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2 005.
- [13] J.A. Duffie and W.A.Beckman, 'Solar Energy Thermal Processes' Third Edition. John Wiley & Sons, 2006.
- [14] B. Chaouachi et S. Gabsi, Etude expérimentale d'un chauffe-eau solaire à stockage intégré dans des conditions réelles, Revue des Energies Renouvelables Vol. 9 N°2 ,75 – 82, 2006.

- [15] Philippe Laplaige, Jean Lemale, 'Géothermie de surface - Présentation et pompes à chaleur', Dossier Techniques de l'ingénieur, 2012.
- [16] Ozer Kara, Koray Ulgen, Arif Hepbasli, 'Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling, Renewable and Sustainable Energy Reviews 12, 1383 – 1401, 2008.
- [17] Francis Meunier, Paul Rivet, Marie-France Terrier, 'FROID INDUSTRIEL 2ème édition', Dunod, Paris, 2005, 2007, 2010.
- [18] D. Diaf et A. Malek. 'Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a'. Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°1 101 – 108 (2007).
- [19] M.N.A. Hawlader, S.K. Chou, M.Z. Ullah, 'The performance of a solar assisted heat pump water heating system'. Applied Thermal Engineering 21 (2001) 1049-1065. Elsevier 2001.
- [20] M. Capderou, Atlas Solaire de l'Algérie, Tome2, Office des Publications Universitaires, Algérie, 1987.