

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ CONSTANTINE I
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CLIMATIQUE

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ EN VUE D'OBTENTION DU DIPLOME DE MAGISTÈRE EN GÉNIE
CLIMATIQUE

OPTION

THERMIQUE DU BÂTIMENT ET RÉFRIGÉRATION

THÈME

OPTIMISATION DES PROCÉDÉS DE CLIMATISATION
SOLAIRE

PRÉSENTÉ PAR
BENNOUI MOHAMED SALAH

Soutenu le :09-12-2013

Devant le jury composé de :

Président	: Azzedine Belhamri	Professeur	Université Constantine 1.
Rapporteur	: Said Zid	MCA	Université Constantine 1.
Examineurs	: Zine Labidine mahri	Professeur	Université Constantine 1.
	Abdelmalek Bechtarzi	MCA	Université Constantine 1.

Remerciements

*Ce mémoire a été réalisé sous la direction de Monsieur **ZID Said**, Maitre de conférences A à l'Université Constantine I et Directeur du laboratoire de Génie Climatique, Je tiens à le remercier pour son aide, son soutien, et ses continuels encouragements qui m'ont permis d'accomplir ce modeste travail.*

*J'exprime mes remerciements et mon respect à Monsieur **BELHAMRI Azzedine**, Professeur à l'université Constantine I qui a accepté de présider le jury de la soutenance pour juger mon travail, ainsi que Monsieur **MAHRI Zinelabidine** Professeur à l'université Constantine I, et Monsieur **Bechtarzi Abdelmalek**, Maitre de conférences A à l'université Constantine I qui m'ont honoré en faisant partie des membres du jury.*

*Mes remerciements s'adressent également à Monsieur **BOUTOUT Abdelouahab** du Centre National d'Etudes et Recherches Intégrées au Bâtiment pour ses conseils et son aide, à Monsieur **SOTEHI Oualid** du Laboratoire de l'Energie et l'Environnement pour les nombreux conseils qu'il m'a apportés, je remercie aussi chacun des enseignants du département de Génie Climatique qui m'ont aidé de près ou de loin durant ma formation.*

Je ne manque pas de remercier aussi mes responsables hiérarchiques au sein de la Société Nationale de Tabacs et Allumettes Complexe du 18 Février, de leur compréhension et leur soutien durant la période de préparation de Magistère.

En fin et que le meilleur soit pour la fin, je remercie chaleureusement ma famille qui m'a toujours soutenu et encouragé avec un spécial « merci » à ma femme qui m'a toujours aidé par ses encouragements et ses prières depuis la préparation du concours d'entrée en Magistère jusqu'à soutenance de la présente thèse.

BENNOUI Mohamed Salah

Dédicace

à la mémoire de ma mère

à ma femme

à ma famille

à mes amis

...

Table des matières

	Table des matières	i
	Liste des figures	iii
	Nomenclature	v
	Introduction	1
1	Procédés de climatisation solaire	3
1.1	Généralités sur la climatisation	3
1.1.1	Définition de la climatisation	3
1.1.2	Concevoir un système de climatisation	4
1.1.3	Les systèmes de traitement de l'air	5
1.1.4	La climatisation passive	6
1.2	Le froid par compression mécanique	6
1.2.1	Composants et principe de fonctionnement	6
1.2.2	Le coefficient de performance	8
1.2.3	Le fluide frigorigène	8
1.3	La climatisation à partir de sources de chaleur	9
1.3.1	Système à absorption (système fermé)	9
1.3.2	Système à adsorption (système fermé)	11
1.3.3	Système à dessiccation (système ouvert)	12
1.4	Travaux réalisés sur la climatisation solaire	15
2	L'énergie solaire thermique	17
2.1	Le gisement solaire	17
2.1.1	La sphère céleste	17
2.1.2	Les coordonnées célestes	18
2.1.3	Les temps solaires	20
2.1.4	Estimation horaire de l'ensoleillement	21
2.2	Le capteur solaire	23
2.2.1	Définition	23
2.2.2	Types de capteurs solaires	23
2.3	Stockage et appoint	25
3	Modélisation	26
3.1	Modélisation de la boucle solaire	26
3.1.1	Modélisation du capteur solaire	26
3.1.2	Modélisation du ballon de stockage	27
3.2	Modélisation de l'installation à absorption	28
3.2.1	Modélisation de la machine à absorption	28
3.2.2	Modélisation de la tour de refroidissement	30
3.3	Modélisation de l'installation à dessiccation	32

3.3.1	Modélisation de la roue dessiccante	32
3.3.2	Modélisation de l'échangeur rotatif	34
3.3.3	Modélisation de l'humidificateur	34
3.3.4	Modélisation de la batterie de régénération	34
4	Simulation	36
4.1	L'environnement de simulation TRNSYS	36
4.2	Les conditions de simulation	38
4.2.1	Les conditions climatiques	38
4.2.2	Description du bâtiment	40
4.3	Simulation de l'installation à absorption	44
4.3.1	Schéma de l'installation et stratégie de contrôle	44
4.3.2	Représentation sous TRNSYS	48
4.3.3	Dimensionnement	48
4.4	Simulation de l'installation à dessiccation	50
4.4.1	Schéma de l'installation et stratégie de contrôle	50
4.4.2	Représentation sous TRNSYS	53
4.4.3	Dimensionnement	53
5	Discussion des résultats	54
5.1	Résultats de simulation de l'installation à absorption solaire	55
5.2	Résultats de simulation de l'installation à dessiccation solaire	66
5.3	Comparaison avec une installation conventionnelle	74
5.4	Evaluation économique et environnementale	77
	Conclusion	83
	Bibliographie	85
	Annexes	88
	Annexe A : Les diagrammes utilisés dans les systèmes étudiés	89
A.1	Diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption	89
A.1.1	Le diagramme d'Oldham	89
A.1.2	Le diagramme de Merkel	90
A.2	Diagramme psychométrique utilisé en dessiccation	91
A.3	Caractéristiques du matériau dessiccant	92
	Annexe B : Description du bâtiment étudié	93
B.1	Architecture du bâtiment	93
B.2	Occupation et charges internes	93
B.3	Infiltrations et ventilation	93
	Annexe C : Vue sur le simulateur TRNSYS	94
	Résumé	96
	Abstract	97
	ملخص	98

Liste des figures

- Figure 1.1 :** Schéma de procédé thermodynamique de production de froid
- Figure 1.2 :** Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression mécanique
- Figure 1.3 :** Schéma de principe d'une machine frigorifique à absorption
- Figure 1.4.a :** Tour de refroidissement ouverte
- Figure 1.4.b :** Tour de refroidissement fermée
- Figure 1.5 :** Schéma de principe d'une installation frigorifique à adsorption
- Figure 1.6 :** Schéma de principe d'une installation à dessiccation
- Figure 1.7 :** Représentation d'une roue dessiccante
- Figure 1.8 :** Echangeur rotatif
- Figure 1.9 :** Représentation du process de climatisation par dessiccation
- Figure 2.1 :** La sphère céleste
- Figure 2.2 :** Les coordonnées géographiques
- Figure 2.3 :** Les coordonnées horaires
- Figure 2.4 :** Les coordonnées horizontales
- Figure 2.5 :** Direction du rayonnement solaire
- Figure 2.6 :** Vue d'un capteur à air
- Figure 2.7 :** Vue d'un capteur plan
- Figure 2.8 :** Vue d'un capteur sous vide
- Figure 2.9 :** Vue d'un capteur à concentration
- Figure 2.10.a :** Stockage avec appoint placé à la sortie du ballon
- Figure 2.10.b :** Stockage avec appoint placé à la partie supérieure du ballon
- Figure 3.1 :** Représentation des nœuds dans un ballon d'eau chaude
- Figure 3.2 :** Transfert de débit entre les nœuds
- Figure 3.3 :** Les chaleurs échangées dans une machine à absorption
- Figure 3.4 :** Efficacité d'une tour de refroidissement
- Figure 3.5 :** Représentation des facteurs $F1$ et $F2$
- Figure 3.6 :** Modification des facteurs $F1$ et $F2$ par introduction des efficacités ε_{F1} et ε_{F2}
- Figure 4.1 :** Schéma illustrant l'échange de données entre les blocs de simulation
- Figure 4.2 :** Variation de la température et de l'humidité relative à Alger le 17 Juillet
- Figure 4.3 :** Variation mensuelle de l'ensoleillement et les besoins en froid pour la ville d'Alger
- Figure 4.4 :** Variation de la température et de l'humidité relative à Constantine le 17 Juillet
- Figure 4.5 :** Variation mensuelle de l'ensoleillement et les besoins en froid pour la ville de Constantine
- Figure 4.6 :** Variation de la température et de l'humidité relative à Bechar le 17 Juillet
- Figure 4.7 :** Variation mensuelle de l'ensoleillement et les besoins en froid pour Bechar

- Figure 4.8 :** *Plan du premier étage du bâtiment*
- Figure 4.9 :** *Plan du deuxième étage du bâtiment*
- Figure 4.10 :** *Température intérieure comparée à la consigne pour la ville d'Alger*
- Figure 4.11 :** *Température intérieure comparée à la consigne pour la ville de Constantine*
- Figure 4.12 :** *Température intérieure comparée à la consigne pour la ville de Bechar*
- Figure 4.13 :** *Schéma de principe de l'installation solaire à absorption*
- Figure 4.14 :** *Stratégie de contrôle pour la boucle solaire*
- Figure 4.15 :** *Stratégie de contrôle pour la machine à absorption*
- Figure 4.16 :** *Stratégie de contrôle pour le local à climatiser*
- Figure 4.17 :** *Représentation du modèle de l'installation à absorption sous TRNSYS*
- Figure 4.18 :** *Variation de la fraction solaire estivale avec la surface de capteurs*
- Figure 4.19 :** *Variation de la température de stockage pour différents volumes*
- Figure 4.20 :** *Schéma de principe de l'installation solaire à dessiccation*
- Figure 4.21 :** *représentation du modèle de l'installation à dessiccation sous TRNSYS*
- Figure 5.1 :** *Variation des températures d'eau chaude et d'eau glacée pour la machine à absorption le 17 Juillet à Constantine*
- Figure 5.2 :** *Variation des puissances de la machine à absorption à Constantine le 17 Juillet*
- Figure 5.3 :** *Variation de la fraction solaire journalière pour la machine à absorption*
- Figure 5.4 :** *Variation saisonnière de l'énergie solaire et l'énergie auxiliaire*
- Figure 5.5 :** *Variation saisonnière de l'énergie frigorifique et l'énergie thermique consommée*
- Figure 5.6 :** *Variation saisonnière de la fraction solaire et du COP pour l'absorption*
- Figure 5.7 :** *Variation saisonnière de l'énergie solaire à différents stades*
- Figure 5.8 :** *Variation journalière des températures aux différents points du système à dessiccation solaire le 17 Juillet pour la ville de Bechar.*
- Figure 5.9 :** *Variation journalière de la fraction solaire le 17 Juillet à Bechar*
- Figure 5.10 :** *Variation journalière des températures aux différents points du système à dessiccation solaire pour la ville d'Alger le 17 Juillet.*
- Figure 5.11 :** *Variation journalière de la fraction solaire à Alger*
- Figure 5.12 :** *Variation saisonnière de l'énergie solaire et l'énergie auxiliaire*
- Figure 5.13 :** *Humidité absolue moyenne mensuelle enregistrée pendant la journée*
- Figure 5.14 :** *Variation saisonnière de la fraction solaire et du COP pour la dessiccation*
- Figure 5.15 :** *Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville d'Alger*
- Figure 5.16 :** *Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville de Constantine*
- Figure 5.17 :** *Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville de Bechar*
- Figure 5.18 :** *Energie électrique et auxiliaire en gaz consommées*
- Figure 5.19 :** *Les coefficients de performances pour chaque système dans chaque ville*
- Figure 5.20 :** *Les coûts énergétiques pour chaque système dans chaque ville*
- Figure 5.21 :** *La quantité de CO₂ dégagée par chaque système dans chaque ville*
- Figure 5.22 :** *La quantité de CO₂ épargnée grâce aux systèmes solaires*
- Figure A.1 :** *Diagramme d'Oldham*
- Figure A.2 :** *Diagramme de Merkel*
- Figure A.3 :** *Représentation du cycle à dessiccation sur le diagramme psychométrique*
- Figure A.4 :** *Vue microscopique d'un échantillon de Sélica-Gel*
- Figure A.5 :** *Vue schématique du phénomène d'adsorption*
- Figure C.1 :** *Espace de travail de TRNSYS*

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
Ac	Surface utile des capteurs	m ²
Ai	Surface intérieure du ballon de stockage	m ²
Av	Surface parcourue par les gouttelettes	m ²
C _{min}	Débit capacitif minimum dans l'échangeur rotatif sensible	Kg.s ⁻¹ . °K
COP	Coefficient de performance	-
Cp	Capacité calorifique massique	Kj.kg ₁
Cs	Chaleur spécifique de saturation	Kj.°K ⁻¹
E	Energie	kWh
F1,F2	Facteurs équipotentiel liés à la roue dessiccante	-
FS	Fraction solaire	-
F _m (τ α)	Coefficient d'interception en fonction de la température moyenne	-
F _m U _m '	Coefficient de perte linéaire en fonction de la température moyenne reformulé	W.m ⁻² . °C ⁻¹
Fr	Facteur propre à la machine à absorption	-
F _R (τ α)	Coefficient d'interception en fonction de la température d'entrée	-
F _R U _L	Coefficient de perte linéaire en fonction de la température d'entrée	W.m ⁻² . °C ⁻¹
F _R U _L T	Coefficient de perte quadratique en fonction de la température d'entrée	W.m ⁻² . °C ⁻²
F _R U _L T	Coefficient de perte quadratique en fonction de la température d'entrée	W.m ⁻² . °C ⁻²
F _R U _L '	Coefficient de perte linéaire en fonction de la température d'entrée reformulé	
H	Enthalpie	KJ. Kg ⁻¹
I _T	Rayonnement incident par unité de temps	W.m ⁻²
m	Débit massique	Kg.s ⁻¹
NTU	Nombre de transfert unitaire	-
Q	Puissance	kW
T	Température	°C
U	Coefficient de transfert global	W.m ⁻² . °C ⁻¹
Ve	Volume d'échange de chaleur	m ³
X	Humidité absolue	g.Kg ⁻¹

Symbole grec	Désignation	Unité
θ	Angle d'inclinaison	degré
ε	Efficacité	-
η	Rendement	-
$(\tau\alpha)_b / (\tau\alpha)_n$	Coefficient de correction pour des incidences du rayonnement solaire non normales	-
γ	Fraction de l'eau chaude by-passé dans la batterie solaire	-

Indice	Désignation
a	Air
abs	Absorbeur ou absorption
amb	Ambiante
aux	Auxiliaire
bat	Batterie
c	Chaud ou coefficient lié à la tour de refroidissement
cond	Condenseur
dessic	Relatif à la roue déssiccatrice
e	Entrée
ech	Echangeur
env	Environnement
evap	Evaporateur
f	Fluide ou froid
g	Générateur
hum	Relatif à l'humidification
l	Limite
n	Coefficient lié à la tour de refroidissement
nom	Nominal
p	Pompe ou process
ref	Refroidissement
reg	Régénération
rej	Rejetée
s	Sortie
sat	Saturation
send	Sensible
sol	Solaire
test	Relatif au test
u	Utile

Introduction

La difficulté du marché des énergies fossiles liée à l'économie d'un monde en crise, outre les contraintes environnementales, rendent indispensable le recours à des énergies propres et durables connues sous le nom d'énergies renouvelables. Les coupures répétées d'électricité dues aux surcharges des réseaux de distribution de celle-ci qu'a connues la majorité des villes algériennes en été 2012 à titre d'exemple et qui ont causé des dommages de matériel électrique et de denrées alimentaires par défaut de conservation sont une preuve concrète de l'influence négative de l'utilisation des machines de climatisation fonctionnant avec de l'énergie électrique qui connaissent une forte utilisation en été et consomment de fortes quantités d'énergie.

L'utilisation des énergies renouvelables, et plus particulièrement celle de l'énergie solaire pour contribuer à la climatisation estivale est une alternative remarquablement attirante, puisque le maximum d'énergie solaire reçue par la terre correspond à celui des besoins en froid [26]. Outre les systèmes faisant appel à la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique, les technologies utilisant directement l'énergie solaire thermique sont les plus performantes, deux d'entre elles sont abordées dans le présent travail, il s'agit de la climatisation par absorption solaire et la climatisation par dessiccation solaire.

Le présent travail vise à étudier l'intégration des deux systèmes suscités au climat algérien, les critères de l'évaluation économique et environnementale ainsi que ceux de comparaison seront abordés ultérieurement dans le mémoire qui, entamé par la présente introduction se compose de cinq chapitres.

Dans le premier chapitre nous allons avoir une vue générale sur la climatisation et la production du froid par les moyens électriques et solaires, les procédés de climatisation solaire seront décrits et expliqués en détail. Des travaux de recherche dont les articles scientifiques correspondant ont été publiés dans la littérature sont également abordés dans ce même chapitre et présentés sous forme de recherche bibliographique liée aux systèmes étudiés.

Le deuxième chapitre s'intéresse à l'énergie solaire thermique qui est l'énergie motrice dans le cas des systèmes étudiés, on aborde ainsi les techniques liées à sa captation, sa conversion en énergie utile, sa quantification et enfin sa transmission au système, les éléments de la boucle solaire tels que le capteur solaire et le ballon de stockage y sont présentés en détails.

Le troisième chapitre porte sur la modélisation des systèmes de climatisation par absorption et dessiccation solaires, les lois qui décrivent ces systèmes sont présentées sous forme de modèles mathématiques accompagnés de schémas pour mieux expliquer les processus et distribuer les grandeurs, ces mêmes équations seront utilisées plus tard dans la modélisation des différents équipements afin de pouvoir faire des simulations et en tirer des conclusions.

Le chapitre quatre se consacre à la simulation des deux systèmes couplés à un bâtiment de type administratif, pour cela nous avons eu recours à l'environnement de simulation dynamique **TRNSYS** qui nous a permis de mettre en œuvre le modèle du bâtiment avec des profils d'occupation et de charges thermiques, et des modèles d'installations solaires de climatisation. grâce à sa prise en charge des fichiers météo et la fourniture de toute données climatique **TRNSYS** nous a permis une simulation de trois climats algériens, les villes d'Alger, Constantine, et Bechar représentant respectivement un climat humide, un climat modéré, et un climat sec, la simulation est faite alors en effectuant des combinaisons modèle / climat en visant des résultats utiles pour notre étude.

Le cinquième chapitre présente les résultats de simulation, le résultat pour chaque système est présenté à part et montre à une échelle mensuelle et saisonnière la variation des paramètres permettant l'évaluation des performances des systèmes étudiés, la quantification des différentes énergies mises en jeu est présentée en courbes et histogrammes on y ajoute le résultat de la simulation de la compression mécanique (installation conventionnelle pour permettre la comparaison). On présente également à une échelle journalière pour le jour type l'évaluation des températures intéressantes pour les systèmes étudiés ainsi que les différentes énergies. En fin de chapitre une évaluation économique et environnementale est faite pour permettre de juger la fiabilité des systèmes proposés en matière de coût énergétique et impact sur l'environnement.

En dernier, on clôt le mémoire par une conclusion générale suivie des annexes.

1. Procédés de climatisation solaire

1.1 Généralités sur la climatisation

1.2 La climatisation par compression mécanique

1.3 La climatisation à partir de sources de chaleur

1.4 Travaux réalisés sur la climatisation solaire

1.1 Généralités sur la climatisation

1.1.1 Définition de la climatisation

La climatisation est définie selon [26] comme étant l'action de maîtriser de façon volontaire la température et/ou l'humidité d'un volume d'air afin de satisfaire le confort thermique des utilisateurs. Cela implique donc le chauffage et/ou le refroidissement de la masse d'air d'un local tout au long de l'année. A l'usage le terme climatisation indique plus spécifiquement le fait de refroidir un local pendant la période estivale jusqu'à obtenir une température de consigne (et éventuellement une humidité relative) définie.

Dans le présent mémoire on ne va traiter que la climatisation estivale donc la production du froid seul, en réalité et du point de vue thermodynamique on désigne par refroidir un corps l'action de lui ôter de la chaleur par un procédé à qui on fournit de l'énergie motrice comme indiqué sur la figure 1.1.

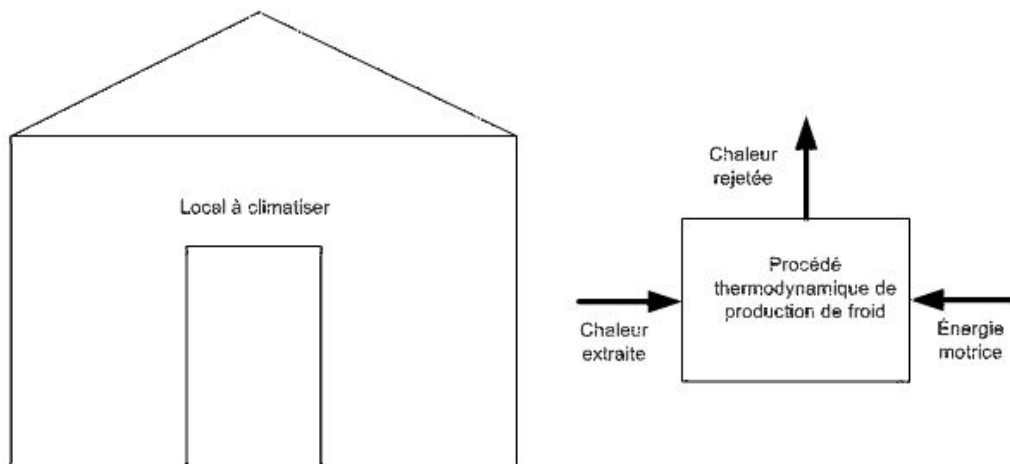


Figure 1.1 : Schéma de procédé thermodynamique de production de froid

1.1.2 Concevoir un système de climatisation

Avant d'installer un système de climatisation il est important de définir les conditions de température et d'hygrométrie intérieures et extérieures. [30]

Définition des conditions extérieures

Ces valeurs dépendent de la saison et de la situation géographique où seront situés les locaux à climatiser. Les données météorologiques déjà classifiées permettront de fixer les températures sèches et les hygrométries. Ces données vont nous permettre de calculer les charges maximales à combattre dans nos locaux.

Définition des conditions intérieures

Les températures et hygrométries intérieures dépendent du type de local. Pour les locaux comme les habitations individuelles, les bureaux, les grands magasins, la température et l'hygrométrie dépendront des saisons. Pour les locaux de types industriels, la température et l'hygrométrie dépendront de l'usage que l'on fait des locaux. Elles peuvent rester constantes toute l'année (local informatique ou laboratoire métrologique par exemple).

Bilan énergétique d'un local

Afin de pouvoir maintenir les conditions de confort en température et humidité, on doit calculer les charges thermiques c'est à dire apports et déperditions du local, cette opération est appelée *bilan thermique* ou *bilan énergétique*. Pour ensuite injecter des puissances en chaud ou en froid pour vaincre les apports ou déperditions du local selon la saison, il faut tenir compte des charges sensibles et latentes.

- *Charges sensibles*

Les charges sensibles venant de l'extérieur sont positives en été (à cause de l'ensoleillement, par exemple) et négatives en hiver (à cause des déperditions). Les charges sensibles venant de l'intérieur du local proviennent essentiellement des machines à l'intérieur du local, de l'éclairage, des tuyauteries...

- *Charges latentes*

Les apports de chaleur latente (dégagement d'humidité sous forme de vapeur d'eau) viennent essentiellement des locaux (comme les piscines par exemple), du matériel à l'intérieur des locaux, des occupants (odeurs et de humidité).

Conditions de soufflage

Pour déterminer les conditions de soufflage de l'air dans un local, il faut connaître :

- le débit massique d'air sec au soufflage.
- le taux de brassage (le taux de brassage est le rapport entre le débit d'air soufflé et le volume du local traité)
- l'écart de température entre le soufflage et le local,
- le point de soufflage, dont les coordonnées sont déterminées en reportant sur un diagramme psychométrique deux valeurs comme l'enthalpie et la teneur en eau, par exemple.

1.1.3 Les systèmes de traitement de l'air

Il existe dans le domaine du génie climatique plusieurs types de systèmes que l'on peut classer en trois catégories :

- les centrales unizones.
- les centrales multizones.
- les systèmes autonomes.

En termes de renouvellement d'air on peut classer les systèmes de climatisation sous quatre types principaux [30].

Les systèmes tout air

Dans ce type de système, afin d'éviter que l'air extérieur ne vienne polluer celui du local, on augmente légèrement la pression intérieure par rapport à la pression atmosphérique. L'intérêt du caisson de mélange est de réaliser des économies importantes d'énergies (respect de l'environnement). On a donc dans ce cas un débit massique d'air soufflé supérieur au débit massique d'air repris, ce type de procédé est généralement utilisé dans les bureaux, les salles de cinéma...

Systèmes utilisés en recyclage total

Dans ce type de procédé, le renouvellement d'air neuf sera obtenu soit par un système de ventilation mécanique contrôlée ou le mélange d'air s'effectuera directement dans le local, soit l'air neuf sera préparé dans une centrale dite "centrale d'air neuf". Cet air est directement soufflé aux conditions intérieures du local. Un circuit d'air neuf particulier assure le renouvellement d'air neuf, et on aura un débit d'air rejeté égal au débit d'air neuf apporté.

Système fonctionnant en tout air neuf

Dans ce type de procédé, il n'y a pas de recyclage de l'air du local. En fonction du type de local il sera soit en *surpression* afin d'éviter toute pollution de l'air intérieur (blocs opératoires, laboratoires de produits pharmaceutiques, ...), soit à la *pression atmosphérique*. L'inconvénient de ce type d'installation est qu'il est générateur de puissances thermiques très élevées, donc peu économiques. Toutefois, afin de diminuer les coûts énergétiques, on peut installer un récupérateur de chaleur (à plaques par exemples) sur ces centrales.

Système fonctionnant avec récupérateur d'énergie

Dans ce cas l'air extrait, plus frais que l'air extérieur donne ses "frigories" à l'air neuf via un échangeur exactement selon le même principe que pour la récupération de chaleur.

1.1.4 La climatisation passive

On appelle climatisation passive tout procédé qui permet d'assurer le confort ou un minimum de confort sans faire appel à des systèmes énergétiques (production de froid par des machines frigorifiques ou de chaud par combustion ou autres machines). Beaucoup de techniques existent pour assurer une climatisation passive à commencer par la réduction des apports et des déperditions, on cite donc :

- La bonne isolation des parois donnant sur l'extérieur.
- La minimisation des apports solaires à travers les surfaces vitrées.
- L'utilisation de matériaux qui ont un comportement thermique favorisant l'économie de l'énergie dans le bâtiment.
- L'utilisation de la ventilation de l'air frais extérieur.
- L'installation des équipements qui augmentent l'efficacité énergétique.

1.2 Le froid par compression mécanique

1.2.1 Composants et principe de fonctionnement

Actuellement c'est le système le plus développé, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des réfrigérateurs, des congélateurs mais aussi des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froides de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleur réversibles, évoquer son principe de fonctionnement est donc inévitable dans la thèse.

Une machine frigorifique à compression mécanique est alimentée par de l'électricité qui génère une force motrice, celle-ci permet d'avoir un mouvement rotatif qui fait tourner un compresseur donc fournir du travail au système, du point de vue thermodynamique une machine frigorifique a besoin qu'on lui fournisse du travail et qu'on mette ensuite à sa disposition deux sources de chaleur dont l'une est chaude

vers laquelle on rejette la chaleur et l'autre est dite source froide qui représente la source de laquelle on extrait de la chaleur, les deux appareils correspondant sont successivement le condenseur et l'évaporateur, pour mieux comprendre on décrit ci-dessous le principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression mécanique comme indiqué sur la figure 1.2.

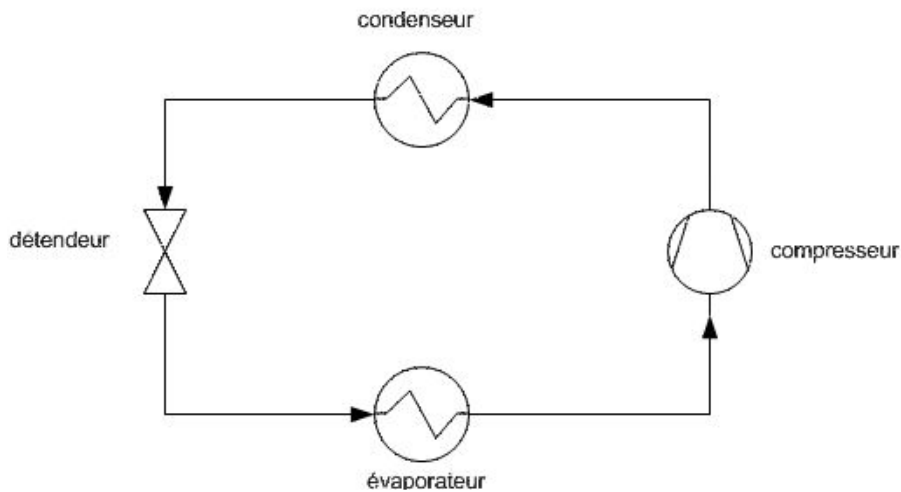


Figure 1.2 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression mécanique

Le compresseur

C'est le cœur de l'installation, il permet d'augmenter la pression et la température du fluide frigorigène qui est à l'état gazeux, il va tout d'abord aspirer le gaz frigorigène à basse pression et à basse température issu de l'évaporateur. L'énergie mécanique apportée par le compresseur va permettre d'élever la pression et la température du gaz frigorigène, une augmentation d'enthalpie en résultera.

Le condenseur

Son rôle est de condenser les vapeurs surchauffées issues du compresseur, Le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur.

Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), avant l'apparition de la première goutte de liquide, puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur, le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur.

Le détendeur

Il permet de diminuer la pression et la température du fluide frigorigène. la différence de pression entre la haute et la basse pression nécessite d'insérer un dispositif "pour abaisseur de pression" dans le circuit c'est le rôle du détendeur, le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température.

L'évaporateur

Le fluide frigorigène refroidi à basse pression s'y évapore en soutirant de l'énergie au milieu à refroidir (Source froide). Le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore en absorbant la chaleur du fluide extérieur. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe, les vapeurs sont ensuite acheminées vers le compresseur et le cycle est ainsi fait.

1.2.2 Le coefficient de performance

Le facteur principal qui caractérise une machine frigorifique est le coefficient de performance, définit comme étant le rapport entre les recettes et les dépenses, c'est-à-dire entre la puissance frigorifique vaincue par la machine et la puissance énergétique fournie au système.

$$\text{COP} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance motrice}}$$

1.2.3 Le fluide frigorigène

On désigne par fluides frigorigènes les substances chimiques qui ont la faculté de changer de l'état liquide à l'état gazeux et l'inverse, en faisant varier leurs températures et leurs pressions, le fluide frigorigène circule à travers les différents composants de la machine et c'est grâce à ses caractéristiques thermo-physiques que les transferts de chaleur peuvent avoir lieu.

Les fluides frigorigènes ont plusieurs catégories entre organiques et inorganiques et des noms leur ont été donnés tels que CFC, HCFC, HFC... cependant leur impact sur l'environnement est très grand vu qu'ils contribuent fortement à l'appauvrissement de la couche d'ozone d'une part ce qui favorise le passage des rayons ultraviolets vers la terre, et de l'autre part ils favorisent l'effet de serre ce qui provoque le réchauffement climatique.

C'est à cause de l'impact sur l'environnement ainsi que la consommation électrique excessive des machines à compression mécanique que l'utilisation d'autres systèmes se voient plus prometteuse, chose que nous allons confirmer ultérieurement dans les chapitres qui suivent.

Donc en équivalence avec la machine frigorifique à compression mécanique c'est le même principe sauf qu'ici la compression est assurée par un système (générateur + absorbeur + pompe de circulation).

Les puissances frigorifiques des machines à absorption vont jusqu'à plusieurs centaines de kW froid, elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération, la température de la source chaude est généralement au dessus de 80°C pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8 [D1]. Les machines double effet, utilisant la chaleur motrice sur 2 niveaux, nécessitent des températures supérieures à 140°C [D1], pour des COP pouvant atteindre 1,2.

Appareils annexes utilisées

Les pompes de circulation

Elles sont installées sur les conduites d'eau chaude alimentant le générateur, d'eau de refroidissement alimentant le condenseur et l'absorbeur, et d'eau glacée pour l'évaporateur. Leur utilité est de vaincre les pertes de charges et assurer les débits requis.

La tour de refroidissement

La chaleur extraite par une machine frigorifique doit être évacuée vers l'extérieur, le plus simple est de refroidir le fluide frigorigène avec l'air extérieur mais la puissance de refroidissement est parfois trop faible. On peut la renforcer grâce à l'évaporation d'eau supplémentaire (lorsque de l'eau s'évapore, la chaleur de la vaporisation est "pompe" sur la goutte d'eau qui reste et qui donc se refroidit).

On parle de tour "ouverte" si c'est l'eau de refroidissement elle-même, venant du condenseur, qui est pulvérisée. C'est le système le plus efficace qui entraîne le refroidissement le plus élevé. Mais le contact entre l'eau et l'atmosphère est source de corrosion (oxygénation de l'eau, introduction de poussières et sable ...) pour cela on utilise dont les tours fermées comme indiqué sur la figure 1.4.

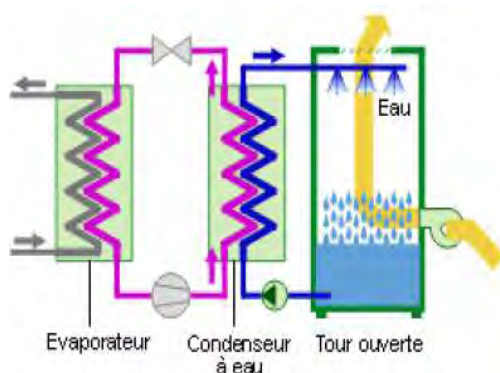


Figure 1.4.a : Tour de refroidissement ouverte

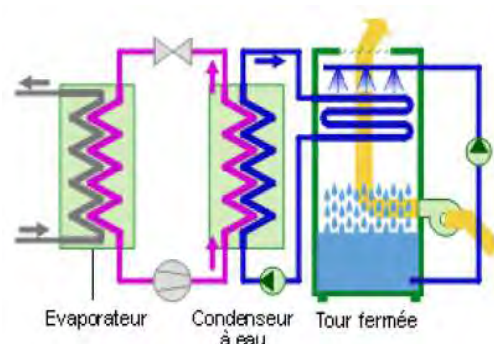


Figure 1.4.b : Tour de refroidissement fermée

1.3.2 Système à adsorption (Système fermé)

Ici, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé qui peut être le Selica-gel, les zéolites ou autre matériaux adsorbant.

La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant (compartiments 1 et 2 de la figure 1.5), un évaporateur et un condenseur. L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage, la vapeur d'eau ainsi générée étant envoyée dans le condenseur où elle se condense. L'eau liquide, via une vanne de détente, est envoyée à basse pression dans l'évaporateur où elle s'évapore (phase de « production de froid »).

L'adsorbant du compartiment 2 maintient la basse pression en adsorbant cette vapeur d'eau. Ce compartiment doit être refroidi pour entretenir le processus d'adsorption. Lorsque la « production de froid » diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture de clapets. Actuellement, seuls quelques fabricants asiatiques proposent ce type de machines à adsorption. [D1]

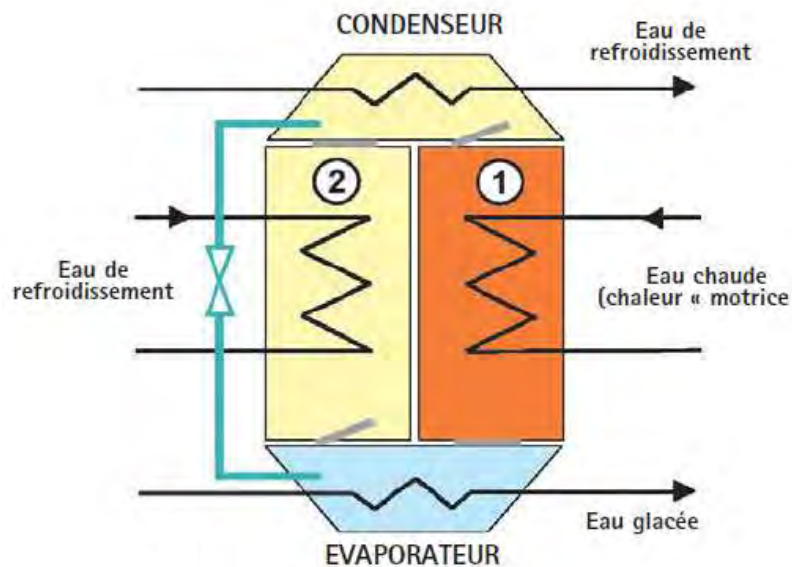


Figure 1.5 : Schéma de principe d'une installation frigorifique à adsorption [D1]

Les machines à adsorption sont peu développées et concernent pour l'instant seulement des puissances importantes, à partir de 70 kW. Le COP est d'environ 0.6 [D1] Des recherches sont actuellement conduites pour améliorer le caractère cyclique générateur de beaucoup d'instabilité, ainsi que pour améliorer leur compacité et proposer des petites puissances.

1.3.2 Système à dessiccation (Système ouvert)

Définition et principe de fonctionnement

Les systèmes à dessiccation ou *desiccant cooling* sont conçus pour fournir directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment, donc ils peuvent être sollicités quand il s'agit d'installations de centrale de traitement d'air, surtout quand on a à utiliser de l'air neuf. Le desiccant cooling est un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. [26]le cop peut atteindre la valeur de 1[28].

Bien que le système produit directement de l'air frais alors il est composé d'équipements qui ne traitent que l'air ,on cite pour le circuit d'air frais ; la roue dessiccante, l'échangeur rotatif , l'humidificateur de process (air frais) ; le ventilateur de soufflage , et pour l'air repris de régénération ; le ventilateur de reprise ,l'humidificateur de retour, l'échangeur rotatif à contre courant (échange avec le circuit process) , la batterie chaude, et en fin la roue dessiccante en phase saturée.

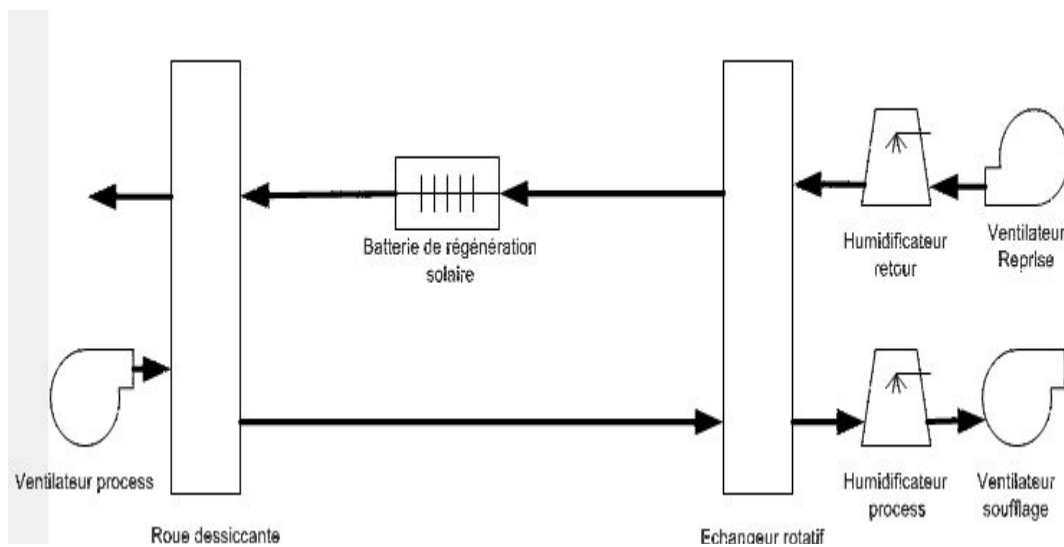


Figure 1.6 : Schéma de principe d'une installation à dessiccation

- La roue dessiccante

Il s'agit d'une roue composée de *matériaux dessiccant* qui ont la capacité d'absorber les molécules d'eau contenues dans l'air , ils peuvent être soit des zéolites, du charbon actif, des alumines activés, ou du sélica-gel, ce dernier est le plus utilisé chez les différents constructeurs de roues dessiccantes.

L'air de process est déshumidifié en passant à travers de petits canaux qui retiennent l'humidité. Le matériau desiccant se sature en humidité et ne permet plus de déshumidifier le flux d'air, il passe alors dans la section de régénération où il est

échauffé grâce à l'air de régénération. Une fois l'eau désorbée, le matériau est refroidi par le flux d'air du process avant de pouvoir à nouveau capter l'humidité.

La vitesse de rotation d'une roue est faible, comprise entre 10 et 20 tours par heure. Une section de purge est parfois comprise, elle permet d'éviter un échange superflu de chaleur sensible entre les deux flux [26].

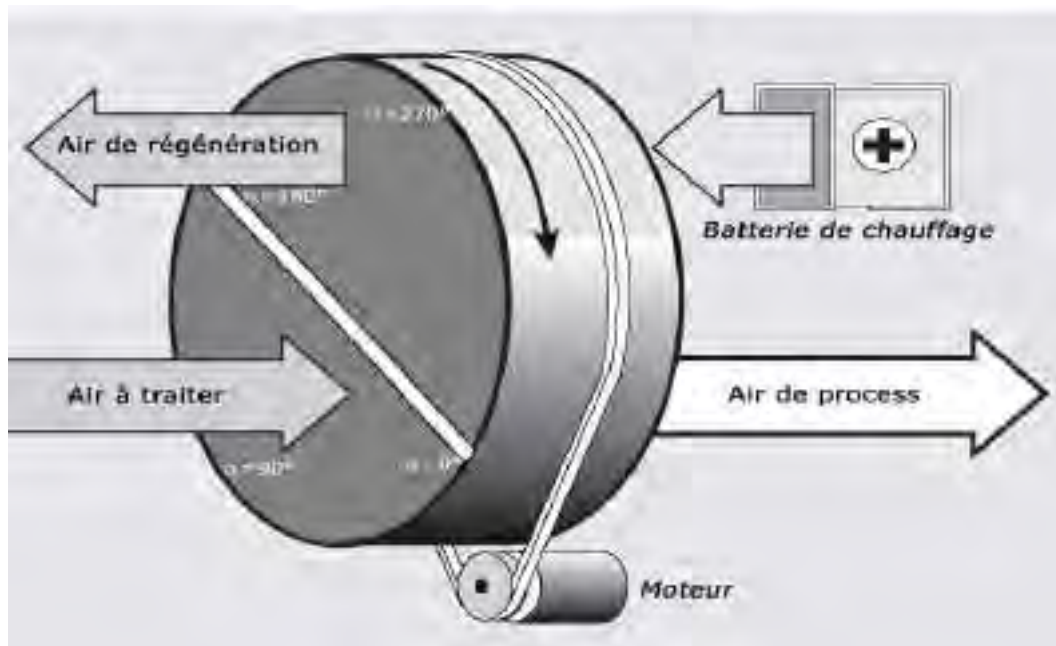


Figure 1.7 : Représentation d'une roue dessiccante

- *L'échangeur rotatif*

Un matériau accumulateur cylindrique en rotation lente (de 5 à 20 tours/min) est traversé dans une direction par l'air rejeté et dans l'autre par l'air neuf. Il se compose d'un média de transfert en aluminium, acier inoxydable ou matériau synthétique, imprégné ou non d'un produit hygroscopique et formant de très nombreux petits canaux. Le matériau accumulateur est alternativement traversé par l'air chaud rejeté où il se charge d'énergie, et l'air neuf froid où il se décharge.

En vue d'éviter le mélange d'air neuf et d'air rejeté, il est prévu un secteur de nettoyage dans lequel l'air rejeté est chassé par l'air neuf. Une faible consommation d'énergie électrique est nécessaire pour entraîner la rotation de la roue. Les pertes de charge sont assez faibles.

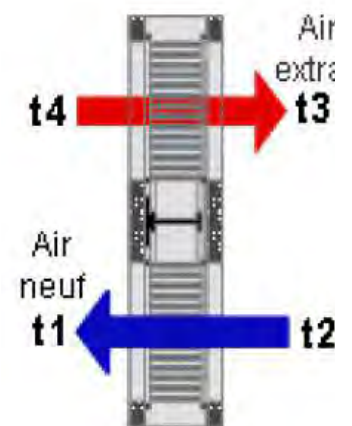


Figure 1.8: Echangeur rotatif

Le principe de fonctionnement présenté par [26] est le suivant :

- **A –B** : L'air est déshumidifié au travers de la roue à dessiccation. Il en résulte une diminution de son taux d'humidité et une augmentation de sa température (l'adsorption est exothermique).
- **B –C** : L'air passe dans l'échangeur rotatif, il est refroidi par l'air passant dans la gaine supérieur défini par le point E. Il en résulte une diminution de température de manière sensible.
- **C–D** : L'air passe dans l'humidificateur de process , son taux d'humidité augmente jusqu'à l'humidité de soufflage et sa température diminue du fait de l'évaporation de l'eau donc c'est un refroidissement latent
- **E–F** : L'air repris du local à climatiser passe dans l'humidificateur de retour ou air de régénération son taux d'humidité augmente et sa température diminue du fait de l'évaporation de l'eau.
- **F –G** : L'air refroidi par l'humidification passe dans l'échangeur rotatif et refroidi l'air de process à contre courant (phase B - C) sa température donc augmente.
- **G–H** : L'air passe dans la batterie chaude de régénération où l'on lui fait augmenter sa température.
- **H–I** : La température de l'air sortant est suffisante et permet de régénérer la roue dessiccatrice en la traversant.. L'adsorbant de la roue dessiccatrice désorbe la vapeur d'eau et soutire de l'énergie à l'air (la désorption étant endothermique). Il en résulte une augmentation de l'humidité de l'air et une baisse de sa température.

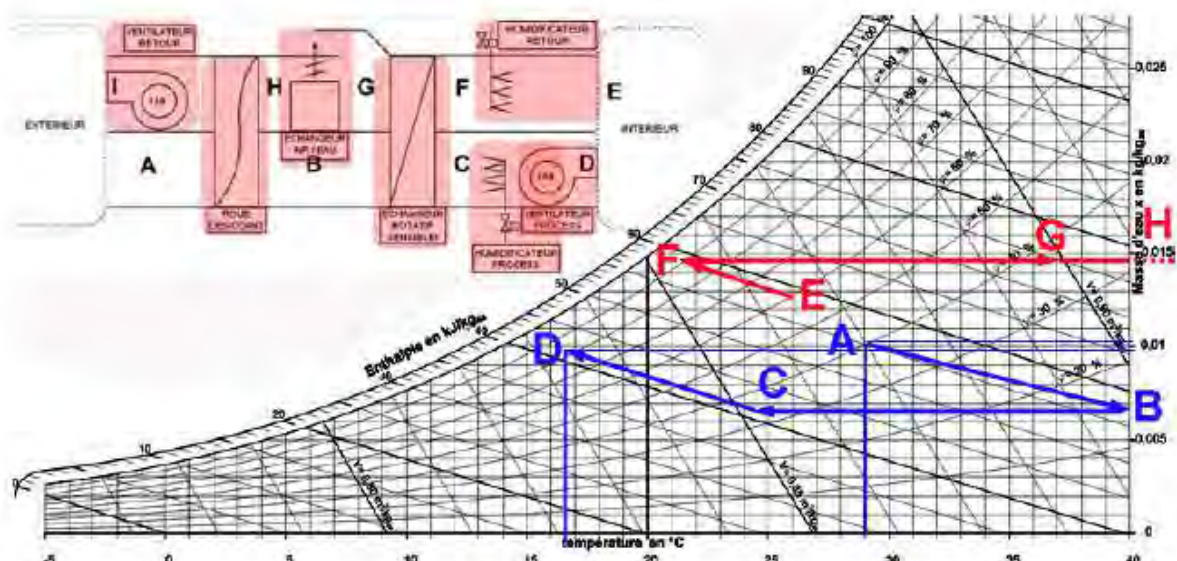


Figure 1.9 : Représentation du process de climatisation par dessiccation [26]

1.4 Travaux réalisés sur la climatisation solaire

Les procédés de climatisation solaire font l'objet de nombreux travaux de recherches effectués par plusieurs chercheurs, ces travaux ont permis d'étudier ce domaine et de mieux orienter la recherche afin d'optimiser les systèmes ainsi que les équipements, pour cela les chercheurs ont fait des travaux expérimentaux sur des installations existantes en les évaluant et les étudiant, d'autres ont opté pour des simulations numériques en utilisant des modèles validés sur des installations existantes, on a choisi d'aborder une partie de ceux qui traitent les systèmes à absorption et dessiccation solaires.

Ahmad hamza H.Ali et al [1] à évalué la performance de d'une installation solaire à absorption eau/bromure de lithium en y intégrant un système de free cooling c'est-à-dire de froid gratuit en profitant de la température extérieure quand celle-ci peut être soufflée, l'évaluation a été faite sur une durée de fonctionnement de cinq ans les résultats ont révélé que le free cooling pouvait contribuer à 75% pour quelques mois, et que sur une période de 5 ans le free cooling pouvait fournir 25% de la demande en froid ce résultat permet de minimiser les dimensions de l'installation, la fraction solaire mensuelle varie entre 31% et 100% et elle est de 60% pour la période de 5 ans, pour l'efficacité des capteurs elle est d'une moyenne de 28%.

Pablo Bermejo et al [21] ont étudié le potentiel de l'utilisation d'un système à absorption à Séville, il a démontré que l'utilisation des panneaux à concentration pour les machines à absorption double effet booste les performances de la machine et permet de maximiser la fraction solaire.

Berhane H. et al [4] ont présenté des outils permettant la minimisation de l'impact du cycle de vie des installations solaires à absorption, la méthode consiste en la formulation d'un problème bi-critères qui tend à minimiser le cout et l'impact sur l'environnement, les performances environnementales ont été mesurées selon le principe de LCA, la méthode a permis de faire d'énormes économies notamment en consommation d'énergie.

T. Tsoutsos et al [25] a simulé 3 scénarios pour conditionner un hôpital en Grece, ces scénarios consistent en une installation conventionnelle et une installation solaire à absorption en faisant varier les surfaces des capteurs à chaque scénario, les résultats ont révélé que le critère déterminant est la fraction solaire et que l'aspect financier de l'installation dépend en la majeure partie de la valeur de la fraction solaire.

En ce qui concerne les systèmes de climatisation par dessiccation solaire ;

Une étude expérimentale menée par P.Bourdoukan et al [31] a permis d'évaluer les performances d'une installation à dessiccation solaire couplée à des capteurs à tubes sous vide, la performance des équipements a été évaluée pour chacun à part ensuite pour l'ensemble.

La variation des conditions extérieures et d'autres paramètres de la machine a révélé que la performance de systèmes solaires à dessiccation ne dépend pas seulement de la température de régénération mais aussi en une grande partie des conditions extérieures en l'occurrence la température extérieure et l'humidité absolue jugée comme étant le paramètre le plus influant, d'autre part la performance des capteurs est indépendante de celle du système.

Une autre conclusion est que pour un climat à humidité modérée, le COP se situe dans les environs de 0,4 et pour des jours plus humides le potentiel de dessiccation est d'un niveau médiocre et d'autres alternatives doivent être envisagées.

L'optimisation des systèmes à dessiccation solaire fait également l'objet de plusieurs études mais elle est plus au moins limitée à la simulation ; Dong La et Yanjun Dai [11] ont proposé une installation hybride à deux étages de dessiccation couplée à un groupe d'eau glacé les conclusions ont été plus que satisfaisantes ; un COP thermique de 1,24 a été atteint avec un COP électrique de 11,48, pour le groupe d'eau glacé il est intégré dans le cas des climats humide où ayant une faible intensité d'ensoleillement donc il fait l'objet d'un appoint, pour les climats extrêmement humides tels que Hong Kong dans le cas de son étude, le COP thermique a atteint la valeur de 0,87.

Napoleon Enteria et al [20] a également eu recours à l'énergie électrique dans une installation solaire à dessiccation mais cette fois-ci elle est utilisée comme appoint thermique. Il a démontré qu'on pourrait faire une importante économie d'énergie si l'on utilisait l'énergie solaire pendant le jour et seule l'énergie électrique pendant la nuit, contrairement aux installations qui puisent du ballon solaire même pendant la nuit, Napoleon et al a préféré garder la réserve d'eau chaude solaire stockée pour les premières heures du jour comme cela il maximise la valeur de la fraction solaire pendant le jour.

Dans un autre article dont l'auteur est P. Finocchiaro et al [22] est présentée une installation nouvelle s'appuyant sur le principe d'utilisation d'échangeurs à plaques humides, cette utilisation a permis de mettre fin aux éventuelles fuites entre les flux d'air de process et celui de régénération ainsi que l'humidité qui peut être entraînée d'où une optimisation des performances de la machine et de la qualité de l'air soufflé.

2. L'énergie solaire thermique

2.1 Le gisement solaire

2.2 Le capteur solaire

2.3 Stockage et appoint

2.1 Le gisement solaire

2.1.1 La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère imaginaire d'un diamètre considéré infini, ayant pour centre la planète Terre. Il est considéré que tous les objets et corps qu'on voit dans le ciel sont répartis sur la surface de cette sphère qui, grâce à elle on peut déterminer les positions des astres et aussi déterminer les intervalles de temps. D'autres caractéristiques liées à cette sphère sont représentées sur la figure 2.1 [8].

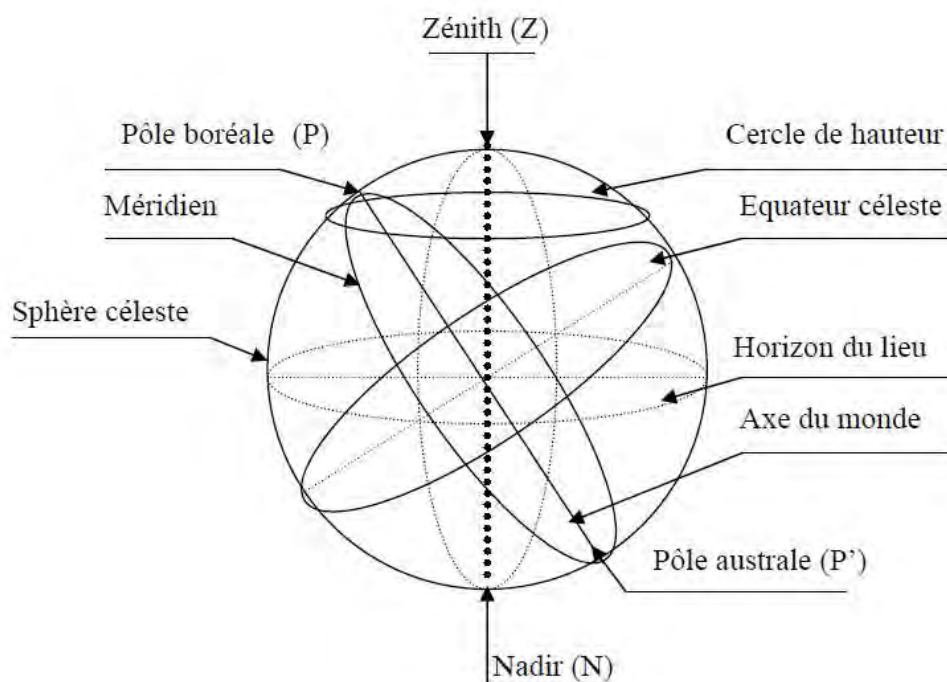


Figure 2.1 : La sphère céleste

2.1.2 Les coordonnées célestes

Les coordonnées géographiques

Ce sont des coordonnées angulaires qui nous permettent de déterminer l'emplacement de n'importe quel point sur terre, on distingue :

- a- **Les longitudes L**, dont l'origine est Greenwich en Angleterre : 0°, les lieux situés à l'Est sont comptés positivement avec le signe plus (+) et ceux situés à l'Ouest sont comptés négativement avec le signe moins (-). L'arc de cercle qui joint le pôle Nord, Greenwich et le pôle sud est le méridien origine.

- b- **Les Latitudes ϕ** , elles permettent de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elles varient de 0° (équateur) à +90° pour l'hémisphère Nord et de 0° (équateur) à -90° pour l'hémisphère Sud.

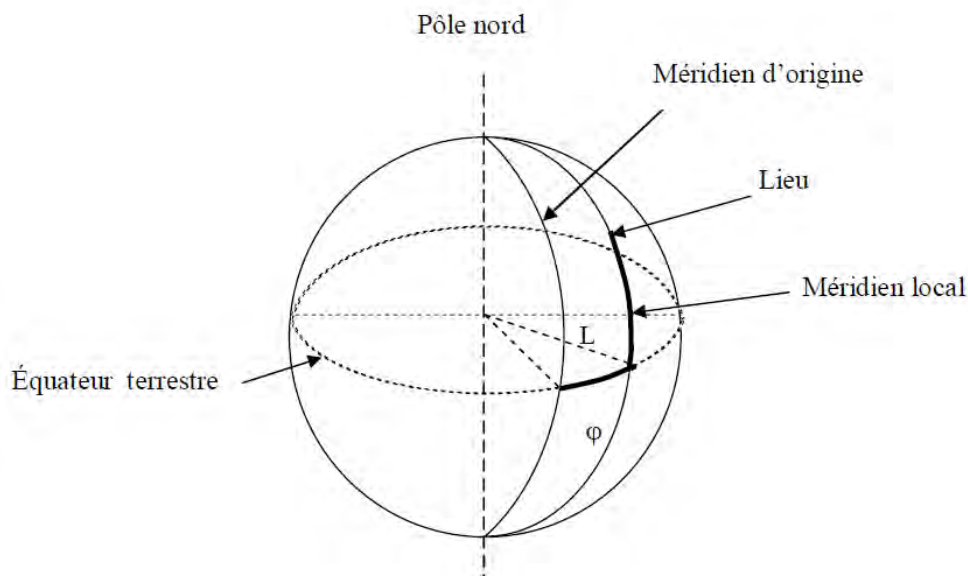


Figure 2.2 : Les coordonnées géographiques

Les coordonnées horaires

- a- **La déclinaison δ** , qui est l'angle que fait le soleil au maximum de sa course (midi solaire) par rapport au plan équatorial sa valeur en degré est donnée par l'équation suivante : [28]

$$\delta = 23,45 \sin\left(\frac{360}{365} \times (284 + N)\right) \quad (2.1)$$

N : est le jour de l'année (n=1 pour le 1er janvier, n=32 pour le 1er Février, etc.).

- b- L'angle horaire ω** , il est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe, il est compté positivement dans le sens rétrograde de 0° à 360°

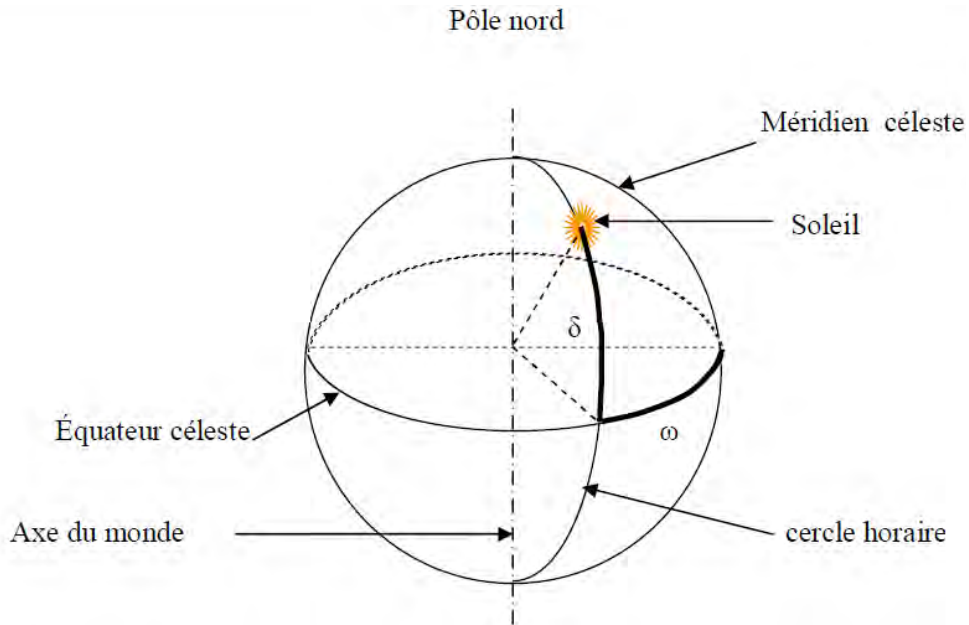


Figure 2.3 : Les coordonnées horaires

Les coordonnées horizontales

- a- La hauteur (h)**:est l'angle entre la direction du soleil et sa projection, elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ vers le zénith et négativement de 0 à -90° vers le nadir.
- b- L'azimut (a)** : est l'angle entre la direction du soleil et la direction du sud, on peut le compter positivement de 0 à $+180^\circ$ vers l'ouest et négativement de 0 à -180° vers l'est.

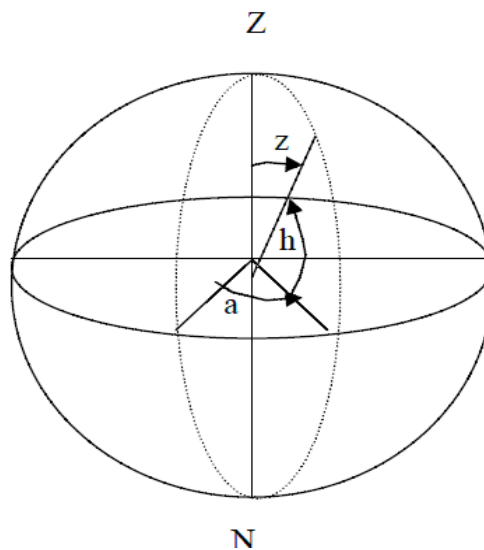


Figure 2.4 : Les coordonnées horizontales

Pour passer des coordonnées horizontales aux coordonnées horaires, on peut utiliser l'équation :

$$\sin(a) \times \cos(h) = \cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (2.2)$$

$$\cos(a) \times \cos(h) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \sin(\phi) - \cos(\phi) \times \sin(\delta) \quad (2.3)$$

$$\sin(h) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \cos(\phi) - \sin(\phi) \times \sin(\delta) \quad (2.4)$$

2.1.3 Les temps solaires

Temps solaire vrais (TSV) :

Ce temps est indiqué par les cadrans solaires et les héliographes, il représente l'angle horaire du soleil en un instant et un lieu donné, on le calcule comme suit : [8]

$$TSV = 12 + \frac{\omega}{15} \quad (2.5)$$

Temps solaire moyen (TSM) :

Il est appelé parfois temps local, Il est donné par la relation suivante :

$$TSM = TSV - Et \quad (2.6)$$

Et : étant l'équation du temps donnée en minutes qui est à son tour exprimée par :

$$Et = 9.87 \sin\left(2 \times \frac{360}{365} \times (N - 81)\right) - 7.53 \cos\left(\frac{360}{365} \times (N - 81)\right) - 1.5 \sin\left(\frac{360}{365} \times (N - 81)\right) \quad (2.7)$$

N : le numéro du jour dans l'année

Temps civil :

Le temps civil est pris comme étant le temps moyen avec l'origine à minuit.

Temps solaire vrais (TU) :

Le temps universel est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine), appelé encore GMT (Greenwich Mean Time) il est donné par la relation suivante : [8]

$$TU = TSM + \frac{L}{15} \quad (2.8)$$

L : la longitude.

Temps légal (TL) :

Le temps légal est une heure liée au TU par une différence fixe exprimée en un nombre entier d'heures qui dépend de la longitude et des coutumes de chaque pays, il est donné par la relation suivante [8]

$$TL = TU + \Delta H \tag{2.9}$$

Où ΔH : Est le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considérée.

2.1.4 Estimation horaire de l'ensoleillement

Direction des rayons solaires

On considère un plan quelconque caractérisé par deux angles :

α : l'angle entre le méridien local et la normale au plan.

$\alpha = 0$ le plan est orienté vers le Sud ;

$\alpha = \pi$ le plan est orienté vers le Nord ;

$\alpha = -\pi/2$ le plan est orienté vers l'Est ;

$\alpha = \pi/2$ le plan est orienté vers l'Ouest.

γ : l'angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

$\gamma = 0$, le plan est horizontal ;

$\gamma = \pi/2$, le plan est vertical.

Soit :

\vec{N} : le vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires ;

\vec{n} : le vecteur unitaire porté par la normale à la surface ;

i : l'angle d'incidence (n, N)

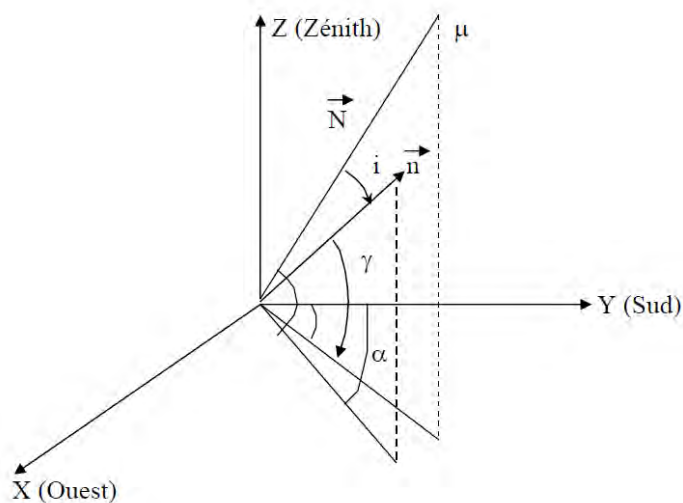


Figure 2.5 : Direction du rayonnement solaire

On aura en coordonnées horaires : [8]

$$\cos(i) = \cos(\delta) \times \sin(\omega) \times \sin(a) \times \cos(\gamma) - (\sin(\phi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) - \cos(\phi) \times \sin(\delta)) \times \cos(a) \times \cos(\gamma) + (\cos(\phi) \times \cos(\omega) \times \cos(\delta) + \sin(\phi) \times \sin(\delta)) \times \sin(\gamma) \quad (2.10)$$

La constante solaire

L'énergie solaire reçue par unité de temps à la limite supérieure de l'atmosphère sur une surface unitaire perpendiculaire aux rayons solaires et pour une distance Terre - Soleil égale à sa valeur moyenne, est appelée la constante solaire. La constante solaire a été estimée à 1367 W/m², et sa valeur corrigée a été donnée est [28] :

$$I_c = 1367 \times (1 + 0.0034 \cos(30(m - 1) + N)) \quad (2.11)$$

Le flux solaire reçu par une surface

Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altérations et d'atténuations aléatoires en traversant l'atmosphère : réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et par les aérosols. Au niveau du sol et à cause de la diffusion, une partie du rayonnement est diffuse, l'autre partie est directe. On écrit alors que le rayonnement global I_G est la somme du rayonnement direct I_D et du rayonnement diffus I_d

$$I_G = I_D + I_d \quad (2.12)$$

$$I_D = I_c \times a \times \exp\left(-\frac{b}{\sin(h)}\right) \times \cos(i) \quad (2.13)$$

$$I_d = \phi_0 \times \frac{1+\cos(\beta)}{2} + \rho \times (I_0 \times \sin(h) + \phi_0) \times \frac{1-\cos(\beta)}{2} \quad (2.14)$$

$$\phi_0 = I_0 \times \sin(h) \times (0.271 - 0.2939 \times \exp\left(-\frac{b}{\sin(h)}\right)) \quad (2.15)$$

a et b sont les coefficients des troubles de ciel, il sont données dans le tableau 2.1

coefficients	Conditions normales	Ciel dégagé et très pur	Zone industrielle
a	0.88	0.87	0.91
b	0.26	0.17	0.43

Tableau 2.1 : valeurs des coefficients de trouble du ciel [6]

ρ est appelée Albédo, C'est la fraction de l'énergie incidente diffusée par un corps lumineux, ainsi pour un corps noir parfait, l'albédo est nul [6] quelques valeurs sont données dans le tableau 2.2 :

Nature du sol	Neige fraîche	Sol rocheux	Sol cultivé	Foret	Eau étendue	Neige ancienne
Albédo	0.50 à 0.70	0.15 à 0.25	0.07 à 0.14	0.06 à 0.20	0.05	0.8 à 0.9

Tableau 2.1 : valeurs de l'Albédo [6]

2.2 Le capteur solaire

2.2.1 Définition

Le capteur est la source de chaleur de l'installation solaire [26], c'est là que le rayonnement du soleil chauffe le fluide caloporteur, il est constitué principalement d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'une conduite permettant à l'eau de collecter l'énergie cédée par l'absorbeur, et d'un isolant.

Le principe est le suivant: le rayonnement solaire, dont le spectre se situe essentiellement dans les longueurs d'onde du visible (courtes longueurs d'onde), passe à travers la couverture transparente (constituée ici d'un vitrage), et arrive sur l'absorbeur. Celui-ci s'échauffe, et transmet de l'énergie thermique par convection à l'eau qui circule dans les conduits, et réémet du rayonnement thermique vers l'extérieur (grandes longueurs d'onde). L'isolant permet de réduire les pertes thermiques du capteur.

La couverture transparente peut être constituée d'un double vitrage, ce qui entraîne une diminution des pertes thermiques par rapport à un simple vitrage. De plus des vitrages à faible teneur en oxyde de fer permettent d'augmenter le taux de transmission du rayonnement solaire.

L'absorbeur peut être recouvert d'une couche sélective pour cette fois réduire les pertes par rayonnement. L'eau qui circule dans le capteur est en général mélangée à un antigel.

Il existe de nombreux types de capteurs solaires, combinant les différentes options technologiques avec notamment différentes configurations de conduit d'eau, ou de mode de fabrication.

2.2.2 Types de capteurs solaires

Selon la mobilité, les capteurs solaires peuvent être classés en deux catégories ; capteurs à poursuite solaire qui sont dotés d'un système de motorisation qui permet à son tour de suivre le rayonnement solaire pour capter le maximum d'énergie possible, ces capteurs ne sont pas utilisés dans les installations de climatisation solaire actuelle. Les capteurs fixes sont par contre immobiles ou fixes tels que l'indique leur appellation, on en distingue quatre types principaux

Le capteur à air

Ce type de capteur permet de chauffer directement l'air à une température qui ne dépasse pas en général les 70 °C, il est doté en d'ailettes en vue d'augmenter la surface d'échange thermique par convection il offre l'avantage de la simplicité de la technologie de conception ainsi qu'un cout relativement faible

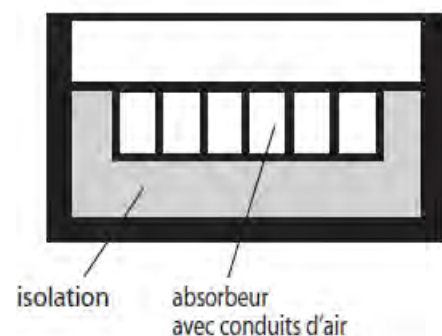


Figure 2.6 : Vue d'un capteur à air

Le capteur plan

Le capteur plan permet de chauffer un liquide caloporteur (généralement un mélange eau-glycol ou eau seul). Les capteurs plans sont utilisés généralement pour la production d'eau chaude sanitaire ou eau chaude servant à alimenter des batteries chaudes (cas de chauffage d'air pour un système à dessiccation ou alimentation du générateur d'une machine à absorption).

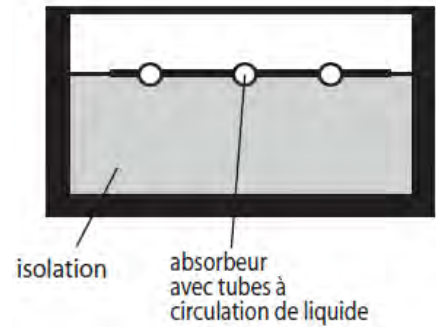


Figure 2.7 : Vue d'un capteur plan

Ils contiennent un absorbeur sélectif, ainsi qu'une vitre en verre technique qui permet de garder un bon rendement avec des températures de l'ordre de 80°C à 100°C [26].

Le capteur sous vide

On fait le vide dans ces tubes, comme dans les bouteilles isothermes, afin de réduire les déperditions de chaleur par convection et par conduction thermique. L'intensité du vide est d'une importance décisive pour l'interruption du mécanisme de transfert de chaleur. La figure 2.8 montre que la pression doit être réduite très en dessous de la pression atmosphérique si l'on veut réaliser une réduction des facteurs « a » (coefficients de déperdition) du capteur.

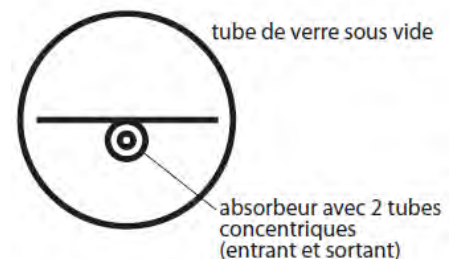


Figure 2.8 : Vue d'un capteur sous vide

Tout comme les capteurs plans qui sont remplis de gaz inerte, une variante des tubes Schott est remplie de xénon afin de réaliser une réduction significative du coefficient de déperdition, même avec un vide partiel. Abaisser le vide permet de réaliser des économies considérables en matériel et en fabrication.

Le capteur à concentration

Ces capteurs sont du même type que les capteurs plans, mais ils concentrent les rayons du soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteurs disposés en sous face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement direct est très fort, mais perdent rapidement en efficacité lors d'un ensoleillement minimum, ou lorsque le fluide monte en température. Ils sont généralement prévus pour la production d'eau chaude.

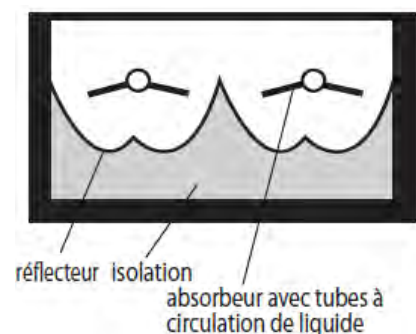


Figure 2.9 : Vue d'un capteur à concentration

2.3 Stockage et appoint

Le stockage de la chaleur se pose dès qu'il faut adapter la production à la consommation [26]. la variabilité de l'énergie solaire implique cette adaptation ou bien le recours à l'utilisation de source d'énergie d'appoint.

L'appoint fonctionnant grâce à de l'énergie payante est souvent nécessaire, deux solutions sont envisageables, la première est de placer l'appoint après le puisage, un capteur mesure la température en sortie de ballon, et ordonne le fonctionnement de l'appoint qui porte le fluide à la température souhaitée grâce à un échangeur de chaleur secondaire (figure 2.10.a). La deuxième solution se fait grâce à un échangeur (ou un épingle électrique dans le cas d'un appoint électrique) noyé dans la partie supérieure du ballon, un capteur mesure la température de puisage, et ordonne le fonctionnement de l'appoint (figure 2.10.b).

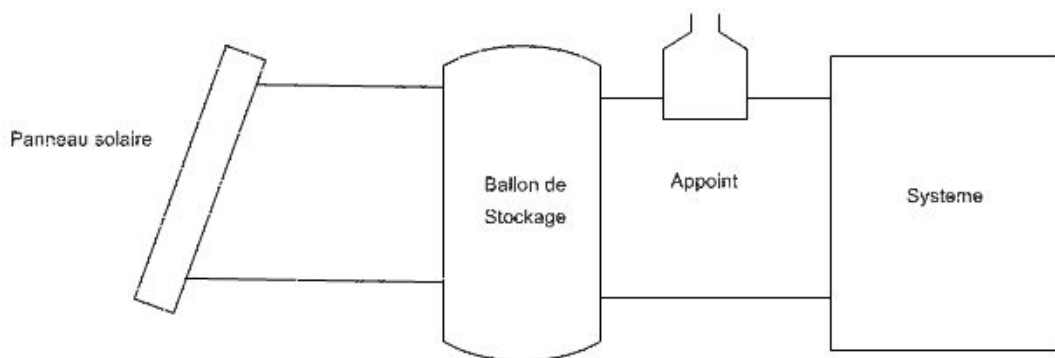


Figure 2.10.a : Stockage avec appoint placé à la sortie du ballon



Figure 2.10.b : Stockage avec appoint placé à la partie supérieure du ballon

3. Modélisation

3.1 Modélisation de la boucle solaire

3.2 Modélisation de l'installation à absorption

3.3 Modélisation de l'installation à dessiccation

3.1 Modélisation de la boucle solaire

3.1.1 Modélisation du capteur solaire

La modélisation du capteur solaire dans notre thèse s'appuie sur le modèle de **type 1** que contient la bibliothèque de **TRNSYS 16**, il s'agit d'un capteur solaire à efficacité quadratique avec modificateurs d'angle, ce modèle permet de modéliser à la fois le capteur plan ainsi que le capteur sous vide.

L'approche quadratique qui permet d'exprimer l'efficacité d'un capteur solaire selon Duffie et Beckman [2] est :

$$\eta = \frac{Q_u}{Ac I_T} = \frac{\dot{m}Cp_f(T_s - T_e)}{Ac I_T} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_s - T_{amb})}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_s - T_{amb})^2}{I_T} \quad (3.1)$$

Si on pose : $F_R U'_L = F_R U_L + F_R U_{L/T}(T_s - T_{amb})$,

On aura :

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U'_L \frac{(T_s - T_{amb})}{I_T} \quad (3.2)$$

En général on calcule les coefficients en utilisant les formules qui tiennent compte des tests normalisés [2] :

$$F_R(\tau\alpha) = F_m(\tau\alpha) \left(\frac{\dot{m}_{test} Cp_f}{\dot{m}_{test} Cp_f + \frac{F_m U'_L}{2}} \right) \quad (3.3)$$

$$F_R U'_L = F_m U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} Cp_f}{\dot{m}_{test} Cp_f + \frac{F_m U'_L}{2}} \right) \quad (3.4)$$

Afin de tenir compte des réflexions sur le vitrage pour une inclinaison autre que la normale et qui à pour angle θ , on utilise des corrections qui permettent de modifier le coefficient $F_R(\tau\alpha)$ [3]

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (3.5)$$

3.1.2 Modélisation du ballon de stockage

Dans le présent travail nous avons tenu compte de la stratification dans le ballon de stockage d'eau **chaude** et **froide**, cette considération permet de s'approcher le mieux possible du cas réel et de mettre en valeur la non-uniformité de la distribution de la température le long de la hauteur à l'intérieur d'un ballon de stockage.

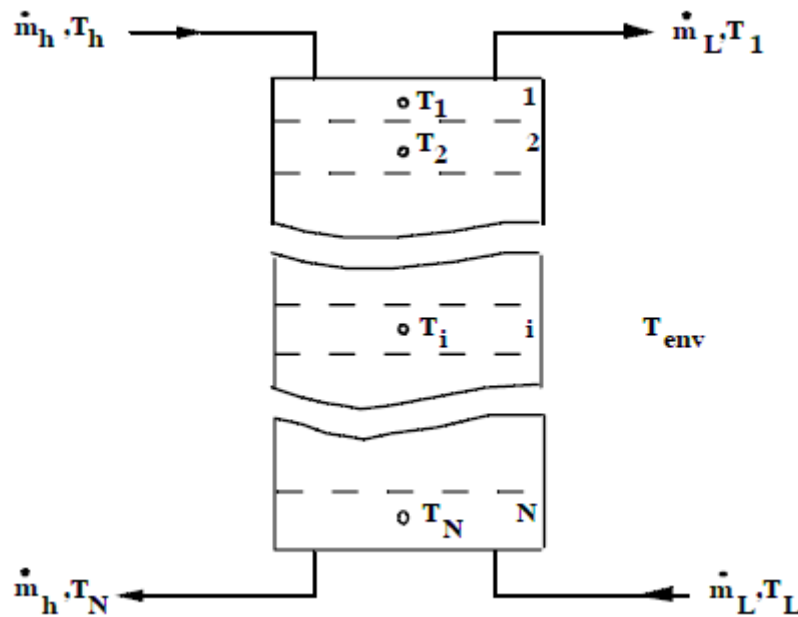


Figure 3.1 : Représentation des nœuds dans un ballon d'eau chaude

On considère que les deux débits de fluide venant du haut et du bas de chaque nœud sont mélangés au maximum avant d'être introduits dans chaque partition figure 3.1 c'est-à-dire \dot{m}_1 et \dot{m}_4 sont ajoutés à \dot{m}_3 et \dot{m}_3 est ajouté à \dot{m}_2 et le flux résultant soit vers le haut ou vers le bas est ainsi déterminé

$$M_i C p_f \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) C p_f (\dot{T}_{i-1} - \dot{T}_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) C p_f (\dot{T}_{i+1} - \dot{T}_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases} \quad (3.6)$$

Il a été trouvé que cette considération permet un plus grand degré de stratification, et que les résultats correspondent aux résultats des travaux expérimentaux [16].

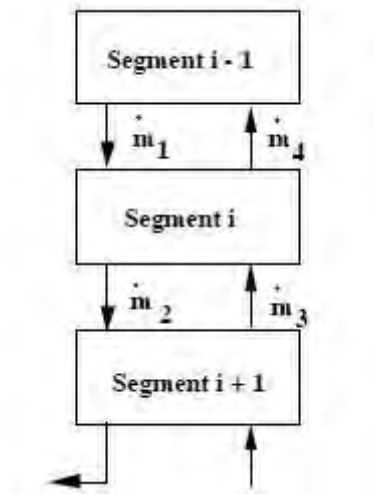


Figure 3.2 : Transfert de débit entre les nœuds

Le bilan énergétique sur la i ^{Emme} partition et ainsi exprimé :

$$M_i C p_f \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_c C p_f (T_c - T_i) + \dot{m}_f C p_f (T_f - T_i) + U A_i (T_{env} - T_i) \quad (3.7)$$

Et les différentes quantités des énergies échangées :

$$\text{Energie perdue vers l'ambiance : } Q_{env} = \sum_1^N U A_i (T_i - T_{env}) \quad (3.8)$$

$$\text{Energie fournie à la source froide : } Q_s = \dot{m}_f C p_f (T_1 - T_f) \quad (3.9)$$

$$\text{Energie provenant de la source chaude : } Q_e = \dot{m}_c C p_f (T_h - T_N) \quad (3.10)$$

3.2 Modélisation de l'installation à absorption

3.2.1 Modélisation de la machine à absorption

Le modélisation de la machine à absorption utilise un modèle dont les données sont réelles et tirées des catalogues donnés par les constructeurs, d'un point de vue pratique on a recours ici au **TYPE 107** qu'utilise TRNSYS qui est une machine à absorption H₂O/LiBi à simple effet alimentée par de l'eau chaude, ses données sont tirées d'un fichier DATA dans lequel sont classées des informations issues de catalogues [D4] .

On commence par paramétrer la machine selon nos besoin tout en restant sous la contrainte de correspondre aux données de catalogues cela implique que l'utilisation est limitée par une gamme précise de machines, pour cela on a quatre paramètres à régler ; la puissance nominale Q_{nom} , le coefficient de performance nominal COP_{nom} ,

la température froide limite T_{fl} (la température la plus basse que la machine puisse assurer), et la puissance de la pompe de circulation de la solution Q_p .

Pour les entrées on a la température d'entrée d'eau chaude au générateur T_{gen} , la température d'entrée d'eau de refroidissement $T_{ref,e}$ (provenant de la tour de refroidissement pour refroidir en série le condenseur et l'absorbeur), et la température d'entrée d'eau glacée qu'on note $T_{f,e}$.

Le modèle commence par calculer la puissance frigorifique qu'il doit fournir pour assurer la température froide limite, selon l'équation (3.11)

$$Q_f = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{f,e} - T_{fl}) \quad (3.11)$$

La puissance qui doit être extraite est divisée ensuite par la puissance nominale de la machine pour déterminer le facteur fr_1 (fraction of design load) ce facteur permet de prédire si la machine pourrait ou non assurer les besoins :

$$fr_1 = \frac{Q_f}{Q_{nom}} \quad (3.12)$$

TRNSYS appelle ensuite un sous-programme avec le facteur fr_1 , et les données citées plus haut T_{gen} , $T_{ref,e}$ et T_{fl} , le sous-programme lit dans le fichier data et retourne des valeurs correspondant aux données de requêtes, on a la puissance frigorifique instantanée Q_{evap} (contrairement à Q_f qui est la puissance par rapport à T_{fl})

On peut alors calculer la température de sortie d'eau glacée de l'évaporateur :

$$T_{f,s} = T_{f,e} - \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad (3.13)$$

Le sous-programme retourne également la valeur du facteur fr_2 (fraction of design energy Input) qui permet de calculer la puissance instantanée du générateur Q_g .

$$Q_g = \frac{Q_{nom}}{COP_{nom}} fr_2 \quad (3.14)$$

La température de sortie d'eau chaude du générateur est ainsi déterminée :

$$T_{g,s} = T_{g,e} - \frac{Q_g}{\dot{m}_g C_{p_g}} \quad (3.15)$$

La figure 3.3 représente les composants suscités et les énergies échangées.

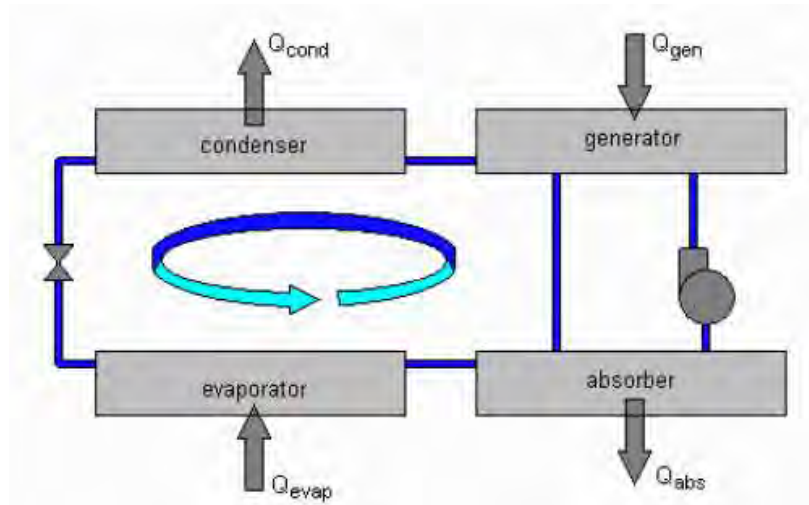


Figure 3.3 : Les chaleurs échangées dans une machine à absorption [D4]

Le bilan énergétique de la machine est caractérisé par l'équation (3.16)

$$Q_{cond} + Q_{abs} = Q_{evap} + Q_g + Q_p \quad (3.16)$$

La température de sortie d'eau de refroidissement du condenseur et de l'absorber est déterminée par l'équation (3.17)

$$T_{ref,s} = T_{ref,e} - \frac{Q_{cond} + Q_{abs}}{\dot{m}_{ref} C_{p,ref}} \quad (3.17)$$

En fin le coefficient de performance instantané est calculé :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_g + Q_p} \quad (3.18)$$

La modélisation de la machine à absorption est ainsi faite, on note que nous avons une entrée tout ou rien (0 ou 1) correspondant au signal de control qui détermine l'état marche/arrêt de la machine, cette entrée peut être générée par la boucle de régulation de l'installation.

3.2.2 Modélisation de la tour de refroidissement

Dans la modélisation de la tour de refroidissement on utilise le modèle du **TYPE 51** utilisé dans TRNSYS, la puissance rejetée par la tour est donnée par l'équation (3.19)

$$Q_{rej} = \varepsilon_a \dot{m}_a (h_{eau,e} - h_{a,e}) \quad (3.19)$$

Braun [7] a démontré que l'efficacité de la tour de refroidissement pouvait être similaire à celle d'un échangeur dans le cas de l'écoulement à contre courant

$$\varepsilon_a = \frac{1 - \exp(-Ntu(1-m^*))}{1 - m^* \exp(-Ntu(1-m^*))} \quad (3.20)$$

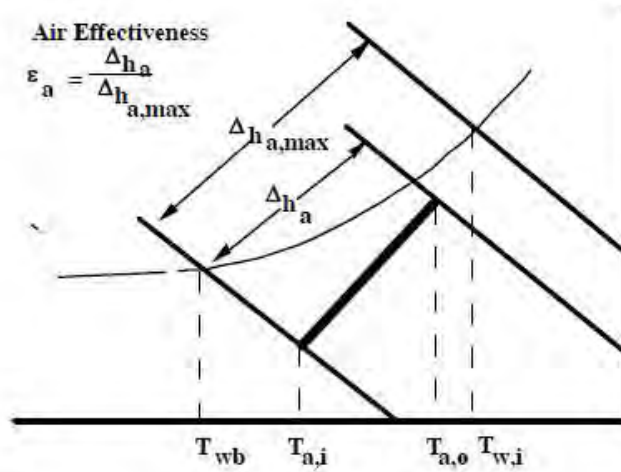


Figure 3.4 : Efficacité d'une tour de refroidissement

Où

$$NTU = \frac{h_D A_v V_e}{\dot{m}_a} \quad \begin{array}{ll} h_D & \text{Le coefficient de transfert massique} \\ A_v & \text{La surface parcourue par les gouttelettes} \\ V_e & \text{Volume d'échange de chaleur} \end{array}$$

$$m^* = \frac{\dot{m}_a C_s}{\dot{m}_{eau,e} C_{p_{eau}}} \quad C_s \quad \text{La chaleur spécifique de saturation}$$

$$C_s = \frac{h_{sat,e} - h_{sat,s}}{T_{sat,e} - T_{sat,s}}$$

D'autres parts selon [7] on a :

$$NTU = c \left(\frac{\dot{m}_{eau}}{\dot{m}_a} \right)^{1+n} \quad \begin{array}{ll} n & \text{Entre -0,35 et -1,1} \\ c & \text{Entre 0,5 et 5} \end{array} \quad (3.21)$$

Simpson and Sherwood [24] donnent des valeurs pour plusieurs types , en général en TRNSYS il faut choisir le mode 2.

On a alors la température de l'eau sortant de la tour de refroidissement

$$T_{eau,s} = \frac{\dot{m}_{eau,e} C_{p_{eau}} (T_{eau,s} - T_{ref}) - Q_{rej}}{1 - m^* \exp(-Ntu(1-m^*))} + T_{ref} \quad (3.22)$$

3.3 Modélisation de l'installation à dessiccation

3.3.1 Modélisation de la roue dessiccante

La modélisation de la roue dessiccante n'est pas quelque chose de aisé à faire , les chercheurs ont pu établir plusieurs modèles à commencer par **les modèles empiriques** ; leur problème est la très faible polyvalence, vu que les équations sont calées sur des roues ou sur un constructeur particulier, les résultats, mêmes s'ils peuvent être très bons ils ne seront valides que pour les roues sur lesquelles ils ont été validés. **Les modèles analytiques** présentent l'avantage d'être les plus approchés des modèles de connaissance , cependant la modélisation analytique repose sur la résolution de systèmes d'équations différentielles à dérivées partielles , chose qui n'est pas simple à entreprendre (équation de quantité de mouvement , d'énergie , transfert de masse).

Une autre méthode qui se montre intéressante est la **modélisation par analogie**, cette méthode consiste à transformer un système d'équations représentant le problème traité en système que l'on sait résoudre [D4]. La déshumidification est considérée comme ayant une capacité infinie, les résultats ne sont donc pas affectés par les débits de régénération ou de process, tant que le rapport entre eux demeure constant. L'état de sortie se calcul avec l'intersection des quatre droites (F1 et F2 pour chaque flux d'air). Pour autant le transfert n'est pas idéal, il faut donc tenir compte de deux efficacités mises en œuvre par Banks [D4], ϵ_{F1} , ϵ_{F2} qui modifient ces courbes F1 et F2, et donc modifient le point d'intersection.

Les facteurs F1 et F2 peuvent être déterminés à partir de l'expression de Jurinak [13]

$$F1 = \frac{-2865}{T^{1.490}} + 4.344 X^{0.8624} \quad (3.23)$$

$$F2 = \frac{1.490}{6360} + 1.127 X^{0.07969} \quad (3.24)$$

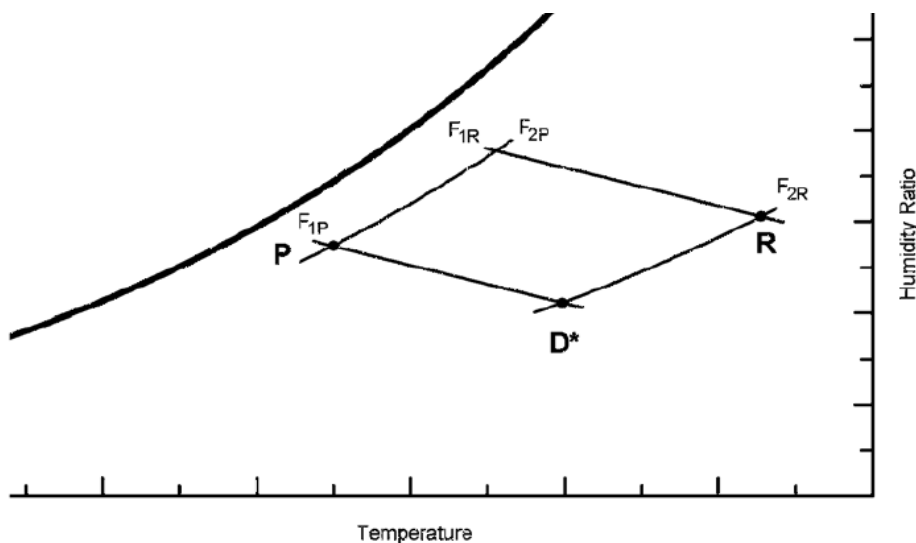


Figure 3.5 : Représentation des facteurs F1 et F2

L'air de process est caractérisé par le point P en entrée et D en sortie, l'air de régénération est caractérisé par le point R et la sortie est caractérisé par le point d'intersection entre les lignes isopotentiels F1 et F2

En suite et comme on l'a cité plus haut, les facteurs sont modifiés par l'introduction des efficacités ϵ_{F1} et ϵ_{F2}

$$\epsilon_{F1} = \frac{F1_D - F1_P}{F1_R - F1_P} \quad (3.25)$$

$$\epsilon_{F2} = \frac{F2_D - F2_P}{F2_R - F2_P} \quad (3.26)$$

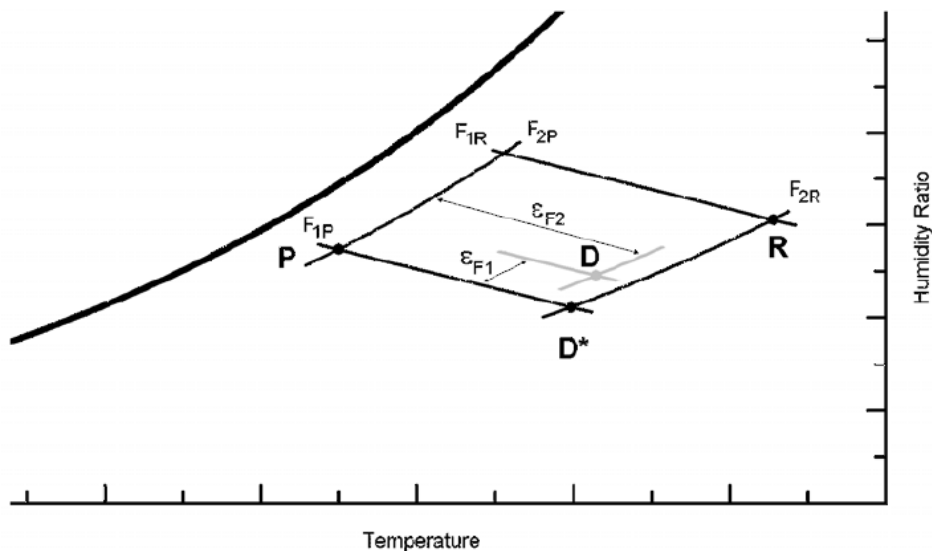


Figure 3.6 : Modification des facteurs F1 et F2 par introduction des efficacités ϵ_{F1} et ϵ_{F2}

La capacité de déshumidification de la roue n'est pas limitée donc la valeur de l'humidité absolue désirée par l'utilisateur est toujours atteinte. Le modèle détermine la température de régénération nécessaire pour assurer la valeur désirée.

L'utilisateur doit fournir au modèle les données en température, humidité absolue et débit d'air de process en entrée et sortie, ainsi que le débit et l'humidité absolue de l'air de régénération en entrée.

Le modèle commence par calculer les valeurs de F1 et F2 de l'air de process en entrée, et bien que la valeur de F1 est la même pour le point P que pour le point D* dans la figure 3.5 la température idéale de sortie peut être déterminée, ainsi que la température dans le point D* et la valeur de F2 peut être calculée, puisque cette valeur est la même que celle en le point R, la température de l'air de régénération est alors connue. Les efficacités ϵ_{F1} et ϵ_{F2} ne sont encore pas prises en compte. Les valeurs modifiées de F1 et F2 en D* sont calculés, correspondant à la valeur de la fonction potentielles en D.

En utilisant les valeurs de F1 et F2 en D, le modèle ensuite itère pour trouver la valeur correspondante de l'humidité absolue de la sortie de l'air de process, une fois la valeur est dans les limites d'une certaine tolérance, la température correspondante est calculée, l'état de sortie de l'air de régénération est ensuite déterminé.

3.3.2 Modélisation de l'échangeur rotatif

L'échangeur rotatif est modélisé par la méthode d'efficacité constante et capacité minimum représenté sous TRNSYS par le **TYPE 760**.

On considère le débit capacitif minimum

$$C_{min} = MIN(\dot{m}_p C_{p,p}, \dot{m}_r C_{p,r}) \quad (3.27)$$

Et bien que dans le desiccant cooling, les débits d'air de process et celui de régénération sont égaux, l'échange de chaleur maximum entre les flux d'air s'exprime ainsi :

$$Q_{sens} = \varepsilon_{sens} C_{min} (T_{p,e} - T_{r,e}) \quad (3.28)$$

L'enthalpie des flux d'air de sortie est déterminée à partir de l'enthalpie d'entrée et de la quantité maximale de chaleur échangée.

$$h_{reg,s} = h_{reg,e} - \frac{Q_{sens}}{\dot{m}_{reg}} \quad (3.29)$$

$$h_{p,s} = T_{p,e} - \frac{Q_{sens}}{\dot{m}_p} \quad (3.30)$$

3.3.3 Modélisation de l'humidificateur

L'humidification se fait à température humide constante, l'efficacité de l'humidificateur se définit ainsi :

$$\varepsilon_{hum} = \frac{(T_e - T_s)}{(T_e - T_{sat})} \quad (3.31)$$

Connaissant donc la température humide de l'entrée, on peut alors calculer les autres variables de l'air à sa sortie.

3.3.4 Modélisation de la batterie de régénération

Pour modéliser la batterie chaude de régénération, le modèle correspondant au **type652** sur TRNSYS **[D4]** a été pris pour référence, il s'agit de non seulement une batterie chaude mais aussi un système de régulation l'équipant, ce système comporte un bypass et une vanne trois voies pour le réglage de la température de sortie de l'air à chauffer, utiliser ce modèle nous permet d'économiser de l'énergie vu que notre modèle de roue dessiccante nous détermine la température de régénération, donc on

peut facilement adapter la température de sortie de la batterie chaude pour l'égaliser, ainsi nous aurions à fractionner à chaque fois le débit d'eau chaude alimentant la batterie pour en by-passer une partie et passer l'autre dans la batterie

Soit γ la fraction d'eau chaude qui sera retournée à la source sans passer par l'échangeur, en calculant les capacités calorifiques on aura :

$$C_{eau} = \dot{m}_{eau} C_{p_{eau}} (1 - \gamma) \quad (3.32)$$

$$C_{air} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \quad (3.33)$$

$$C_{min} = MIN(C_{eau}, C_{air}) \quad (3.34)$$

Ainsi en posant $\varepsilon_{éch}$ comme efficacité de l'échangeur :

$$Q_{éch} = \varepsilon_{éch} C_{min} (T_{eau,e} - T_{air,e}) \quad (3.35)$$

La température de l'eau sortant de l'échangeur serait :

$$T_{eau,éch} = h_{eau,e} - \frac{Q_{éch}}{C_{eau}} \quad (3.36)$$

En mixant l'eau issue de l'échangeur avec l'eau by-passée on aura la température de retour :

$$T_{eau,s} = \gamma T_{eau,e} + (1 - \gamma) T_{eau,éch} \quad \mathbf{[D4]} \quad (3.37)$$

Pour le calcul de γ le type 652 utilise une méthode itérative pour déterminer sa valeur à n'importe quel pas du temps, en partant de l'unité ($\gamma=1$) si la température de sortie de l'air est au-dessous de la consigne, le compteur d'itération est incrémenté et une nouvelle valeur est donnée à γ suivant l'équation.

$$\gamma = 1 - \frac{\text{Nombre d'itérations}}{N_{pas}} \quad (3.38)$$

N_{pas} est le nombre de paramètres de discrétisation auxquels la vanne à trois voies fonctionne, plus on l'augmente et plus on s'approche de la régulation analogique de la vanne c'est-à-dire l'ajuster continuellement pour avoir la bonne position, par contre l'inconvénient est le temps de calcul ainsi que l'imprécision due au cumul des erreurs d'arrondis.

4. Simulation

4.1 L'environnement de simulation TRNSYS

4.2 Les conditions de simulation

4.3 Simulation de l'installation solaire à absorption

4.4 Simulation de l'installation solaire à dessiccation

4.1 L'environnement de simulation TRNSYS

TRNSYS (TraNsient System Simulation program) [D4] est un environnement de simulation des systèmes énergétiques qui fut initialement développé par l'université du Wisconsin pour pouvoir faire des simulations des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire thermique et photovoltaïque, les systèmes HVAC , la géothermie , l'énergie éolienne, les stratégies de régulation ... mais aussi la modélisation détaillée des bâtiments et leur couplage avec différents systèmes énergétiques.

Le logiciel est basé sur les modèles de type « boîte noire » écrits en fortran ou en C++ qu'on désigne par « type » dans TRNSYS et qui font partie des éléments de la bibliothèque de TRNSYS mais peuvent aussi être créés et paramétrés par l'utilisateur et classés dans la bibliothèque à l'instar de la bibliothèque payante « TESS » qu'on peut ajouter à la bibliothèque de TRNSYS et dont les éléments ont été créés et regroupés sous forme de Plug in.

Les modèles « types » sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties sur chaque modèle, les entrées peuvent être soit les sorties d'un autre équipement soit imposées par l'utilisateur, les sorties peuvent soit faire l'objet d'entrées à un autre modèle, ou bien être exploitées autrement (affichage sous forme de graphe, intégration pour quantifier une grandeur le long d'une durée de temps donnée, utilisation dans des équations mathématiques...). Outre les entrées et sorties il existe un paramètre « parameter » qui caractérise chaque équipements en général il représente les constantes du modèle de l'équipement par exemple pour un capteur solaire : l'inclinaison, l'orientation, la surface, les constantes ...

Une autre caractéristique de TRNSYS c'est qu'il utilise dans la simulation des fichiers météo « weather », ces fichiers contiennent des données horaires annuelles de plusieurs paramètres (températures, humidités, rayonnements solaires, vitesse du vent, pression ...) en d'autres termes quand on fait des simulations on ne se contente pas de simuler des systèmes énergétiques mais aussi les tester dans différents climats.

En TRNSYS , le pas temporel est l'unité de temps « heure » s'il y'a modification par l'utilisateur vers un pas inférieur le calcul se fait alors par interpolation entre une heure et une autre, si l'on veut lancer la simulation sur une période donnée , on doit

connaître les heures correspondantes , par exemple pour lancer une simulation au 1 mars de 00.00 à 24.00 on choisit les heures correspondant au jour en commençant du premier janvier donc de l'heure 1416 à l'heure 1440 , ce qui nous donne sur une période de 1 an c'est-à-dire 365 jours 8760 heures.

Pour le bâtiment on utilise un autre environnement dérivé qui s'appelle TRNBUILD dans lequel on peut concevoir des bâtiments en détail (dimensions, orientations, matériaux de construction...) pour pouvoir les utiliser sous TRNSYS. Plus de détails seront présentés ultérieurement sous forme d'annexe.

La discussion des résultats de simulation seront exportés sur fichiers DATA et importés en Excel traités et représentés graphiquement dans le chapitre suivant, la figure ci-dessous décrit la manière dont les données sont échangées entre les blocs de simulation dans l'environnement TRNSYS.

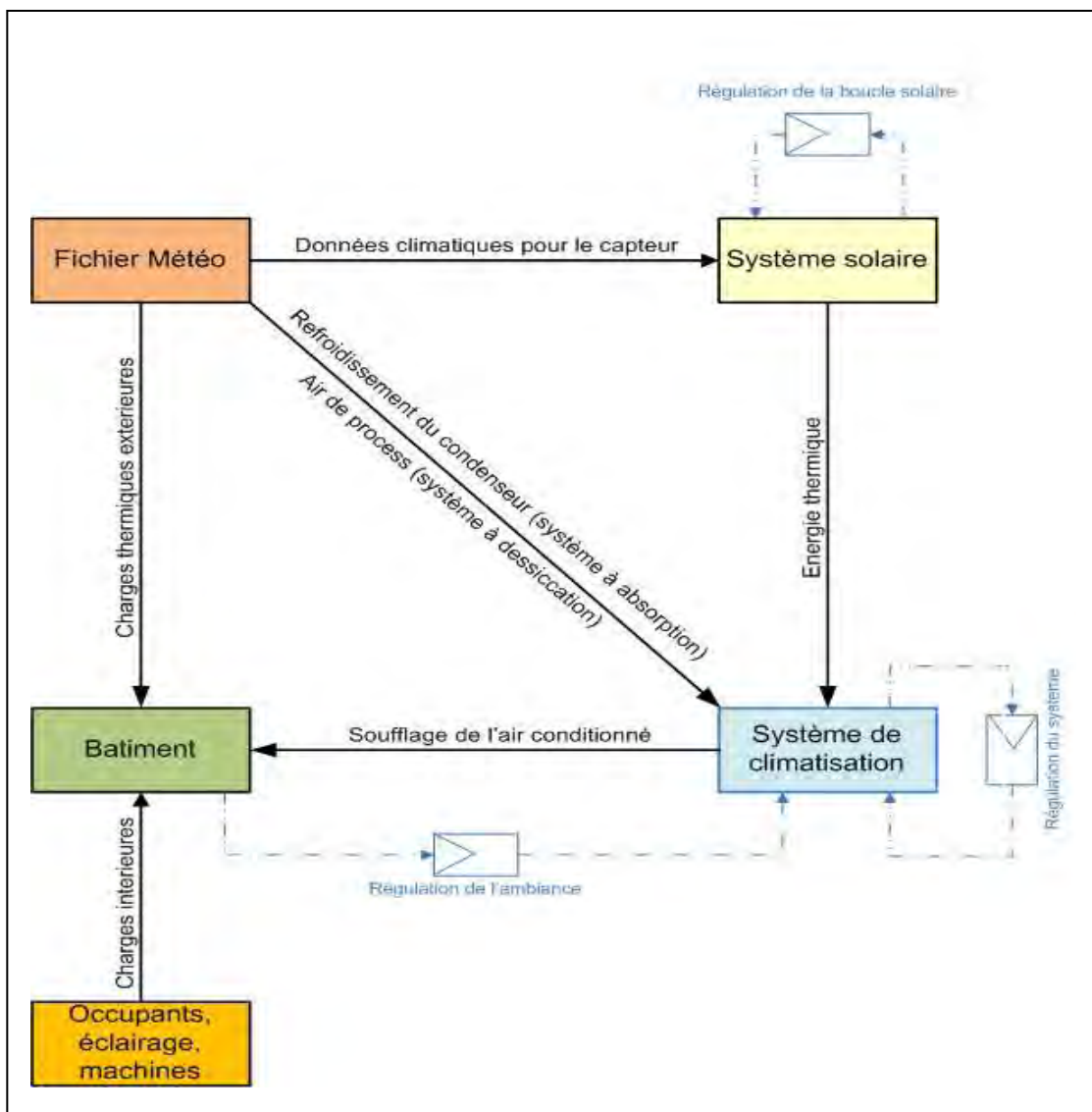


Figure 4.1 : Schéma illustrant l'échange de données entre les blocs de simulation

4.2 Les conditions de simulation

4.2.1 Les conditions climatiques

La ville d'Alger

Longitude	Latitude	Altitude	température	Humidité absolue
3.08 E	36.56N	46.3 m	33°C	13 g/Kg

Tableau 4.1 : données géo-climatiques de la ville d'Alger

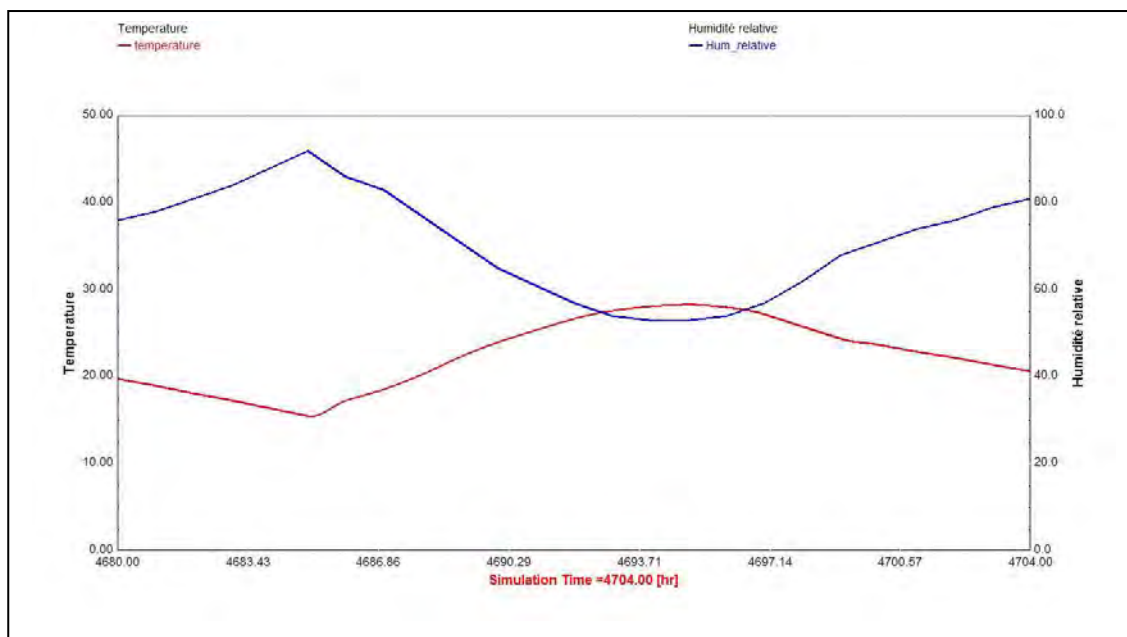


Figure 4.2 : Variation de la température et de l'humidité relative à Alger le 17 Juillet

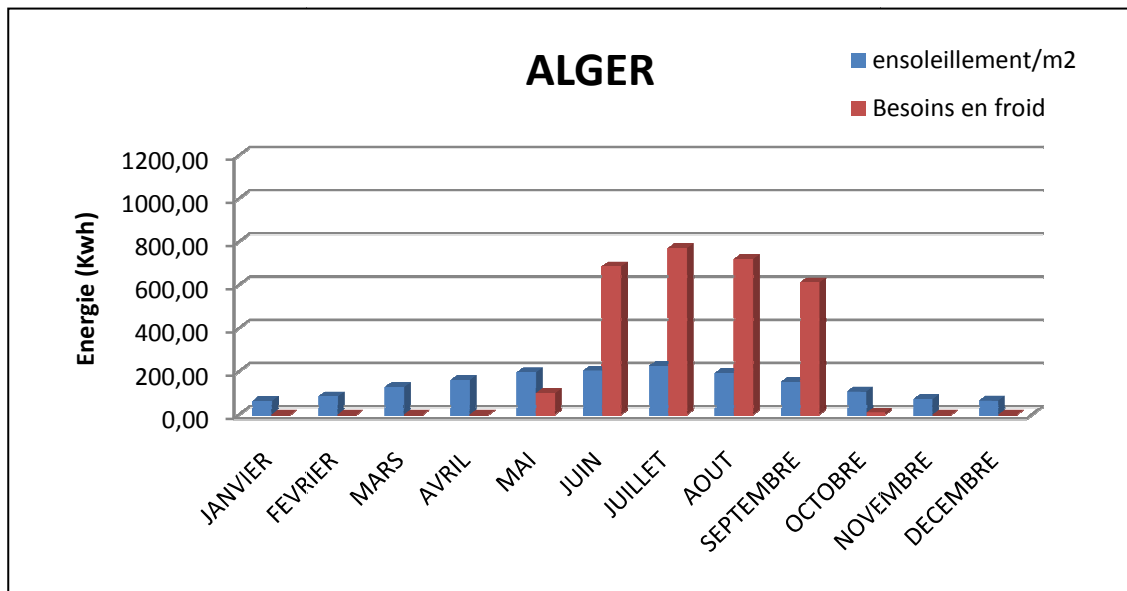


Figure 4.3 : Variation mensuelle de l'ensoleillement et les besoins en froid pour la ville d'Alger

La ville de Constantine

Longitude	Latitude	Altitude	température	Humidité absolue
6.61E	36.36N	627m	36°C	10 g/Kg

Tableau 4.2 : données géo-climatiques de la ville de Constantine

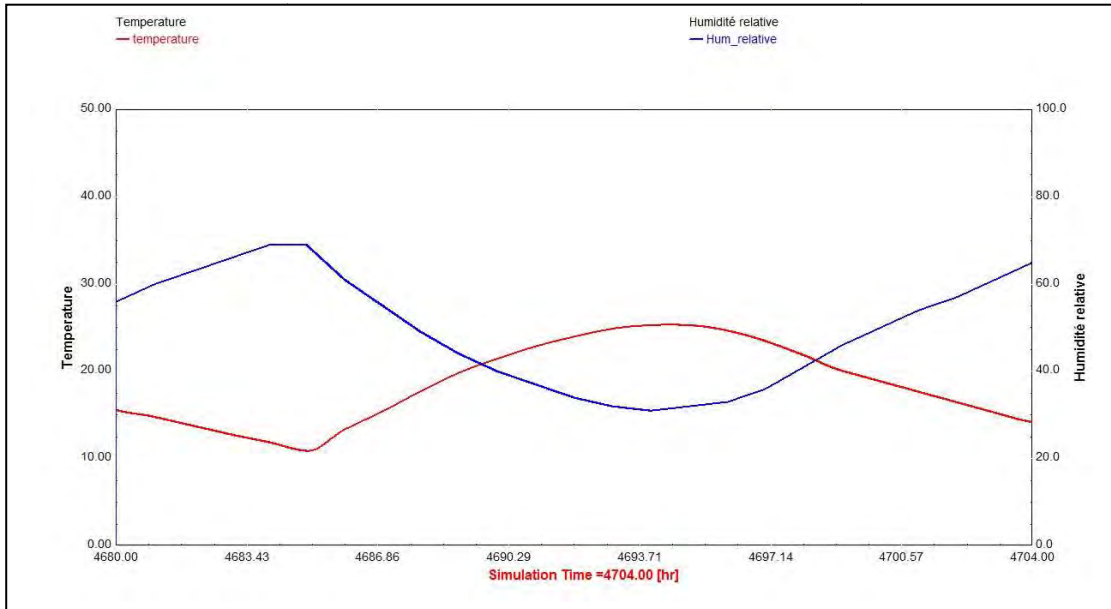


Figure 4.4 : Variation de la température et de l’humidité relative à Constantine le 17 Juillet

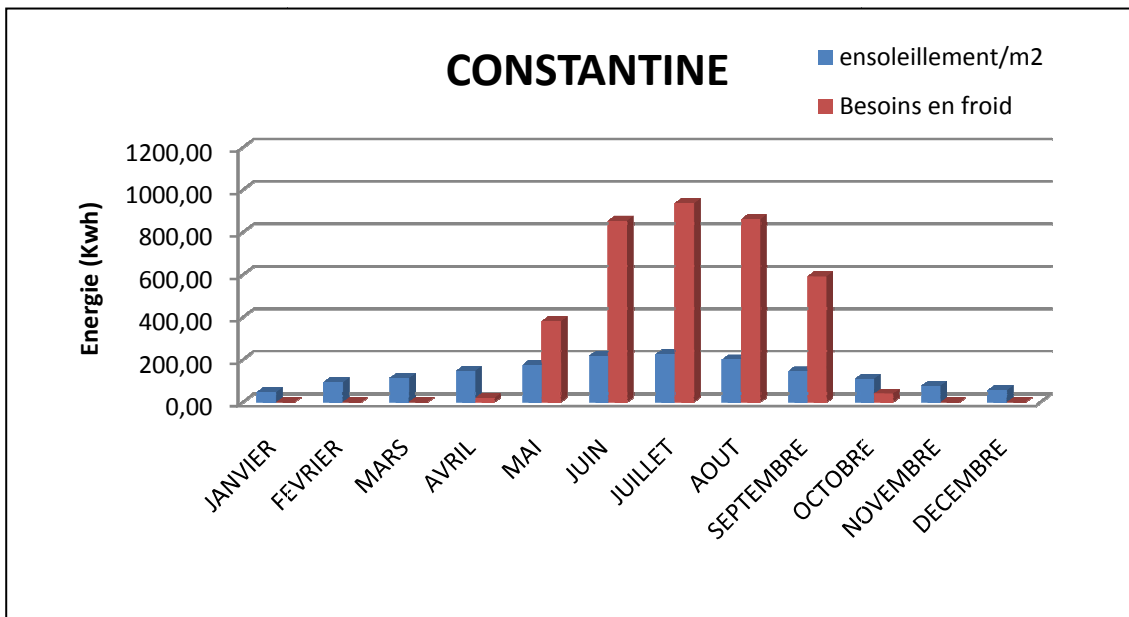


Figure 4.5 : Variation mensuelle de l’ensoleillement et les besoins en froid pour la ville de Constantine

La ville de Bechar

Longitude	Latitude	Altitude	température	Humidité absolue
2,13E	31,37 N	785m	40°C	7,6 g/Kg

Tableau 4.3 : données géo-climatiques de la ville de Bechar

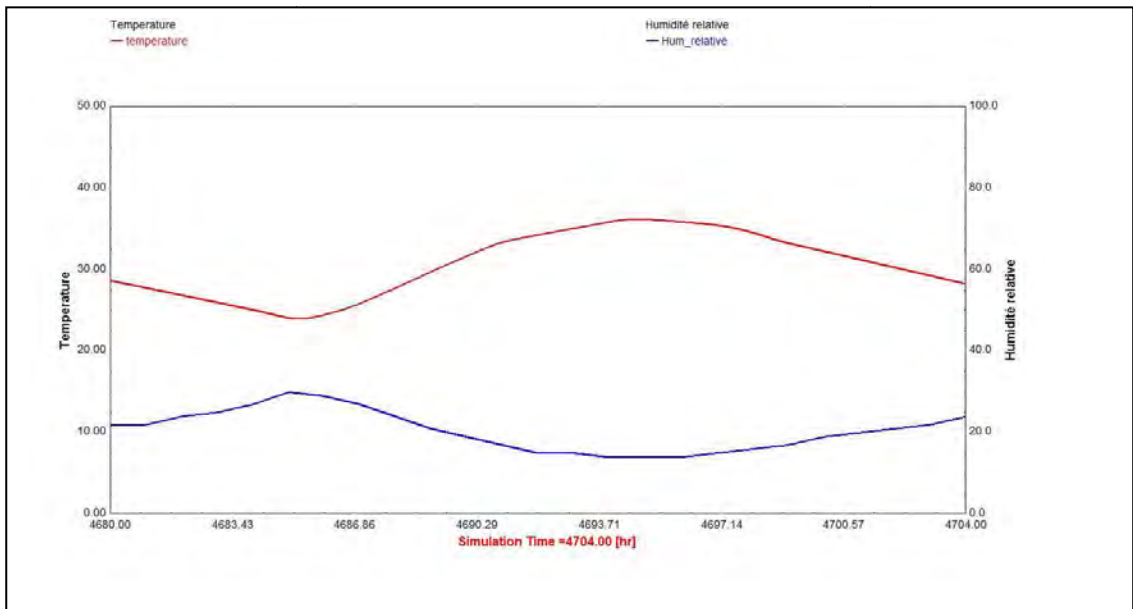


Figure 4.6 : Variation de la température et de l’humidité relative à Bechar le 17 Juillet

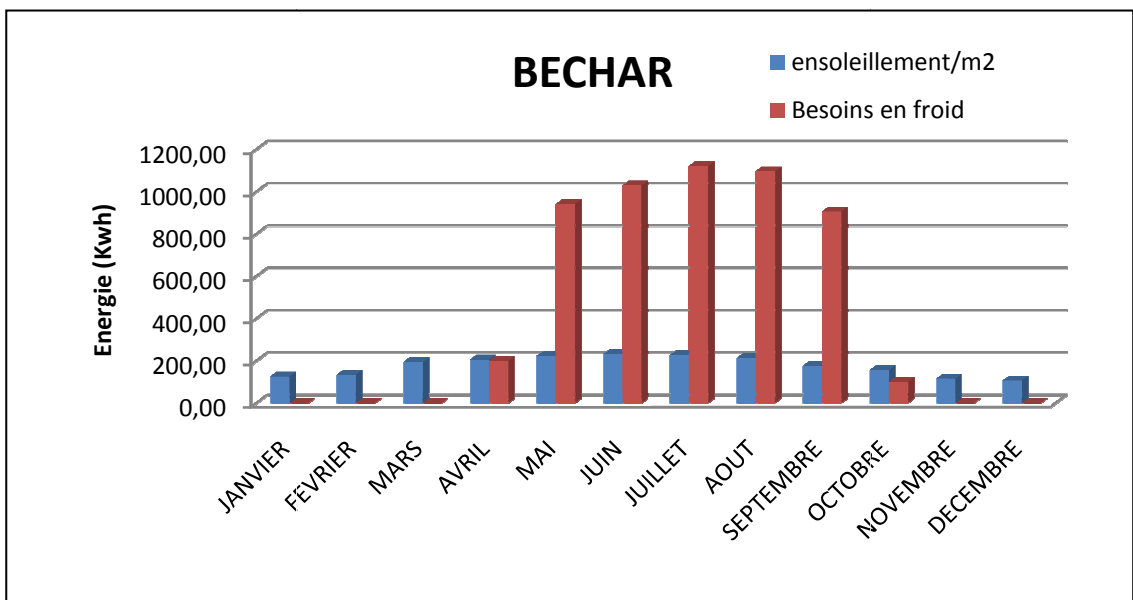


Figure 4.7 : Variation mensuelle de l’ensoleillement et les besoins en froid pour la ville de Bechar

4.2.2 Description du bâtiment

Le bâtiment avec qui on va coupler nos installations est un bâtiment administratif composé de deux étages et ayant une surface totale de 200 m² (salle de réunion + 5 bureaux et une salle d'attente) occupé et conditionné chaque jour de 8h à 17h sans weekends pour faciliter le calcul.

La conception de ce bâtiment est inspirée de l'étude menée par Thibaut[26], nous l'avons introduit vu la connaissance de son architecture ainsi que les charges internes, cependant nous avons choisi des matériaux de construction adaptés à ceux utilisés en Algérie.

En termes de zonage, le bâtiment a été pris pour un local mono-zone et non un bâtiment multizone à cause de la complexité relative de ce dernier, on peut considérer le mono-zone car l'objectif ici est d'étudier le système de climatisation et non le bâtiment [25], les détails seront présentés en annexe.

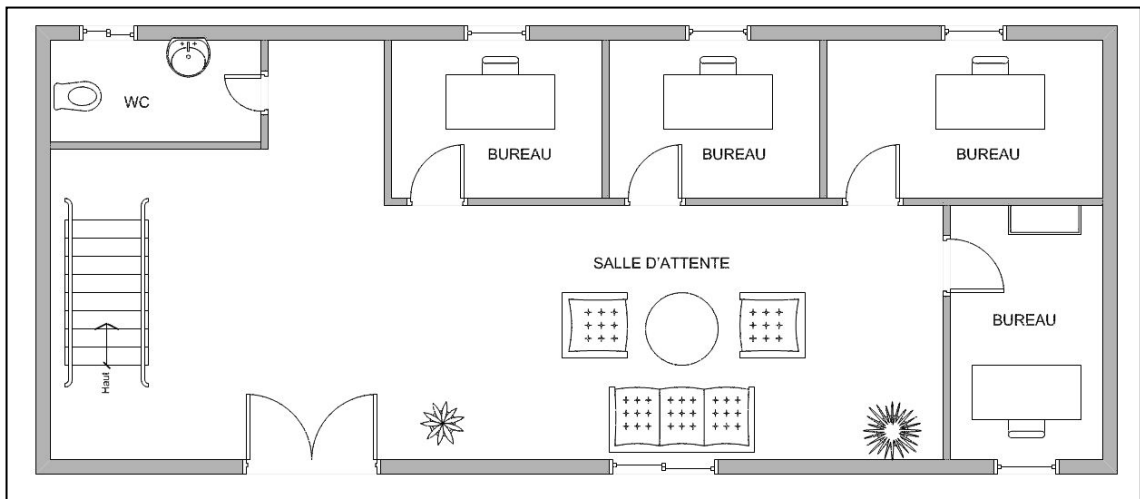


Figure 4.8 : Plan du premier étage du bâtiment

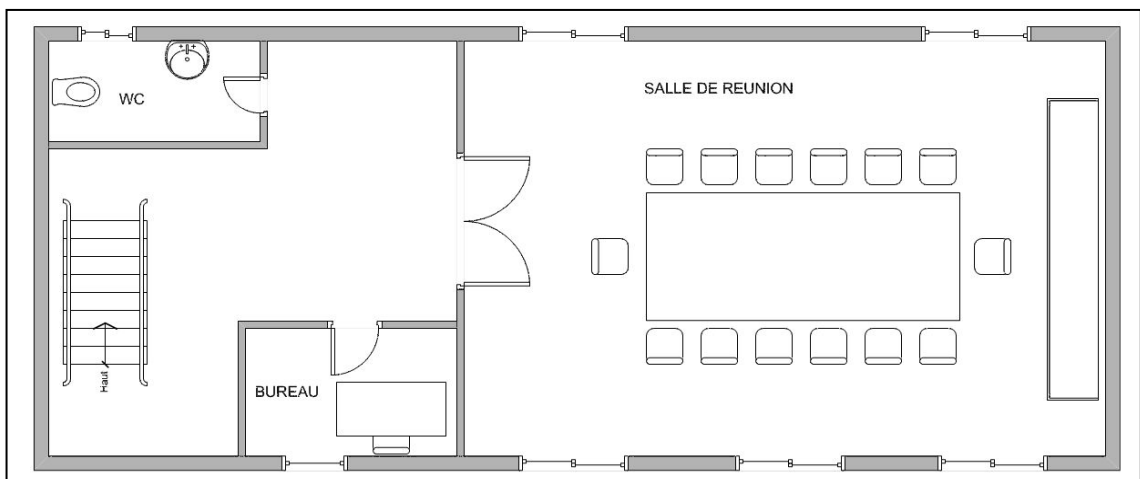


Figure 4.9 : Plan du deuxième étage du bâtiment

Le calcul des charges thermiques a été effectué sous TRNSYS , et la période de climatisation nécessaire pour chaque wilaya a été déterminée en comparant la température intérieure sans climatisation à la température 26 °C prise comme température de confort, le calcul est effectué sur une période allant du 1^{er} Mai (heure 2880) au 30 Septembre (heure 6552), on remarque que pour ALGER le dépassement de 26 °C commence aux alentours de l’heure 3600 qui correspond au 30 Mai on climatise alors à partir du 1^{er} JUIN.

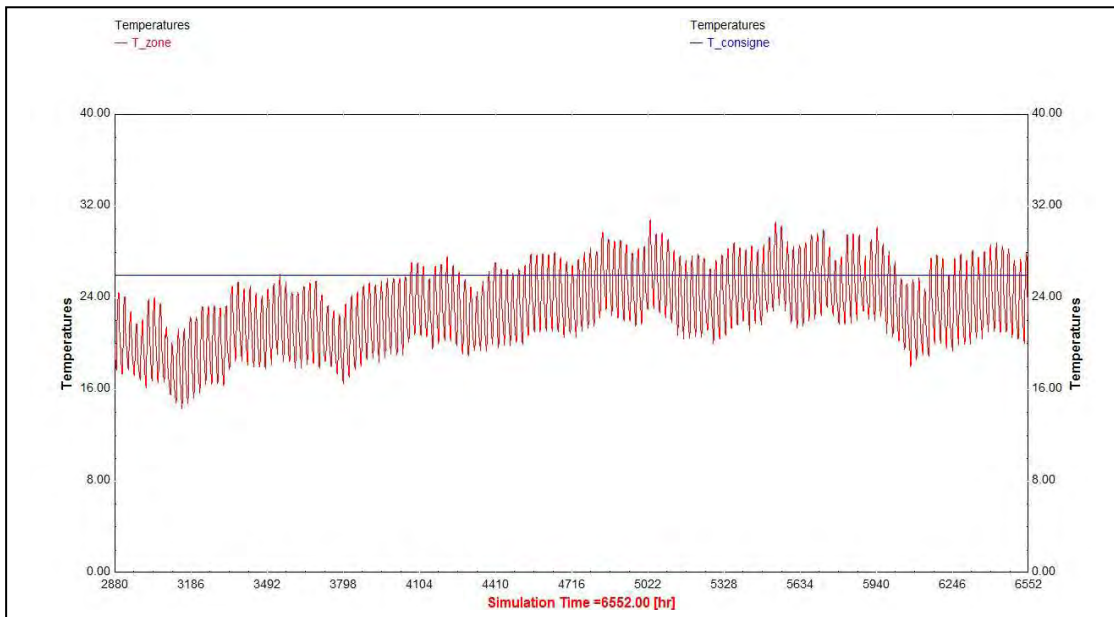


Figure 4.10 : Température intérieure comparée à la consigne pour la ville d’Alger

Pour la ville de Constantine le premier dépassement commence vers l’heure 3200 on va donc prendre la date du 15 Mai correspondant à l’heure 3216 comme début de la période de climatisation.

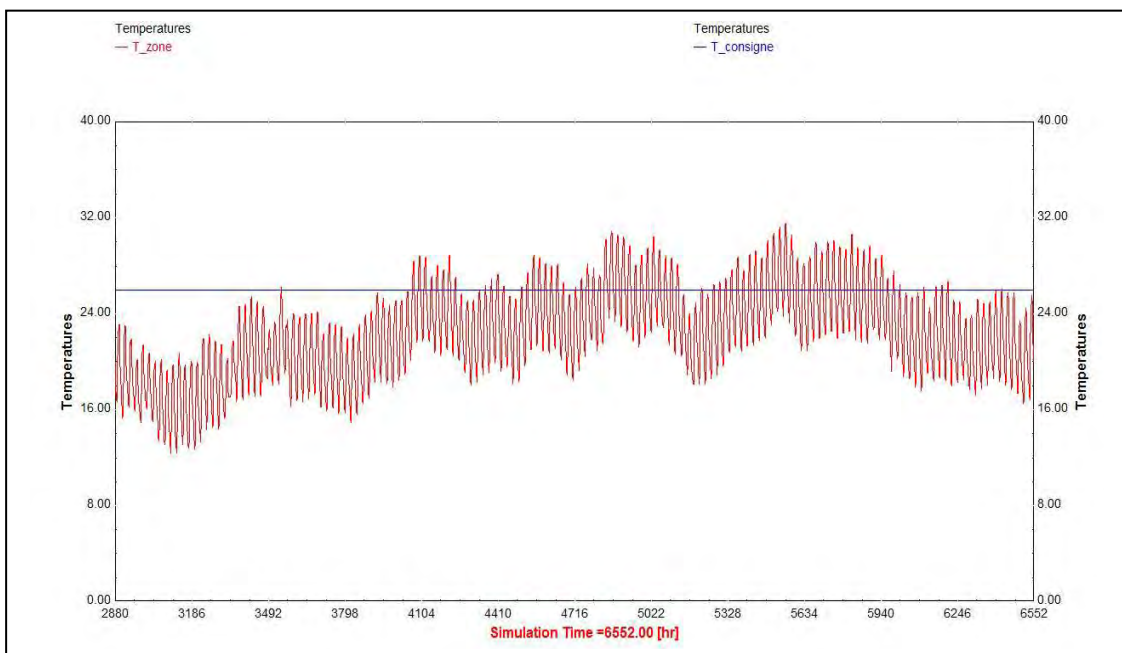


Figure 4.11 : Température intérieure comparée à la consigne pour la ville de Constantine

Il est cependant évident que pour la ville de Bechar on doit climatiser le bâtiment tout au long de la période estivale (du 1^{er} Mai au 30 Septembre)

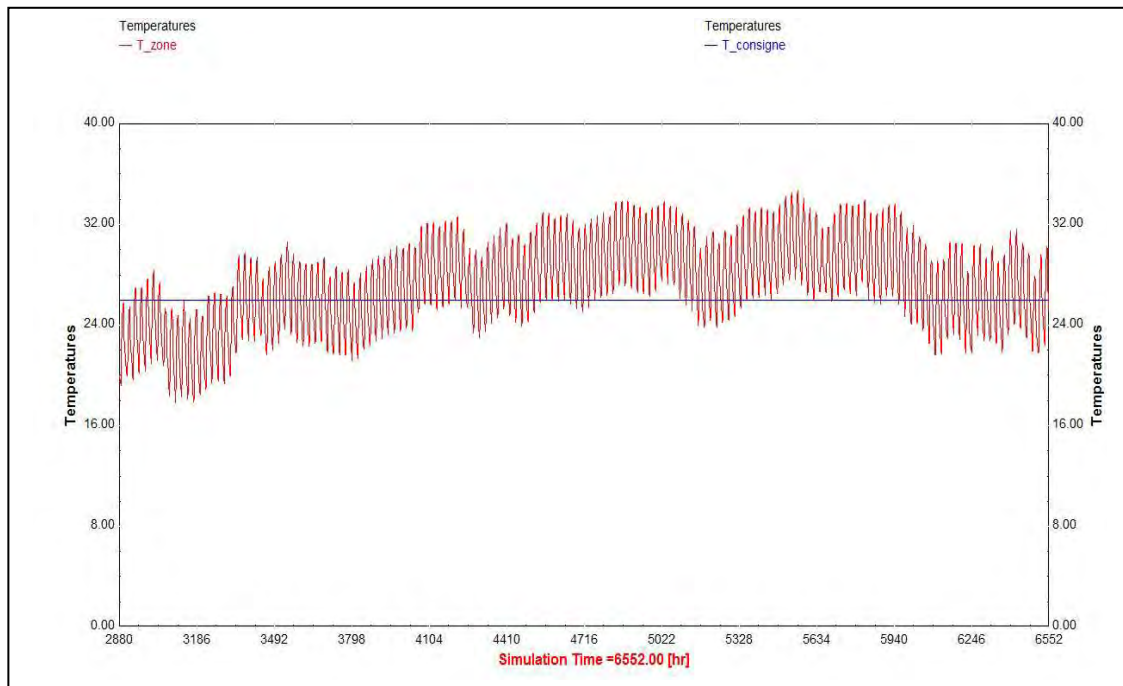


Figure 4.12 : Température intérieure comparée à la consigne pour la ville de Bechar

4.3 Simulation de l'installation à absorption

4.3.1 Schéma de l'installation et stratégie de control

L'installation à absorption solaire représentée sur la figure 4.12 est composée de trois parties principales :

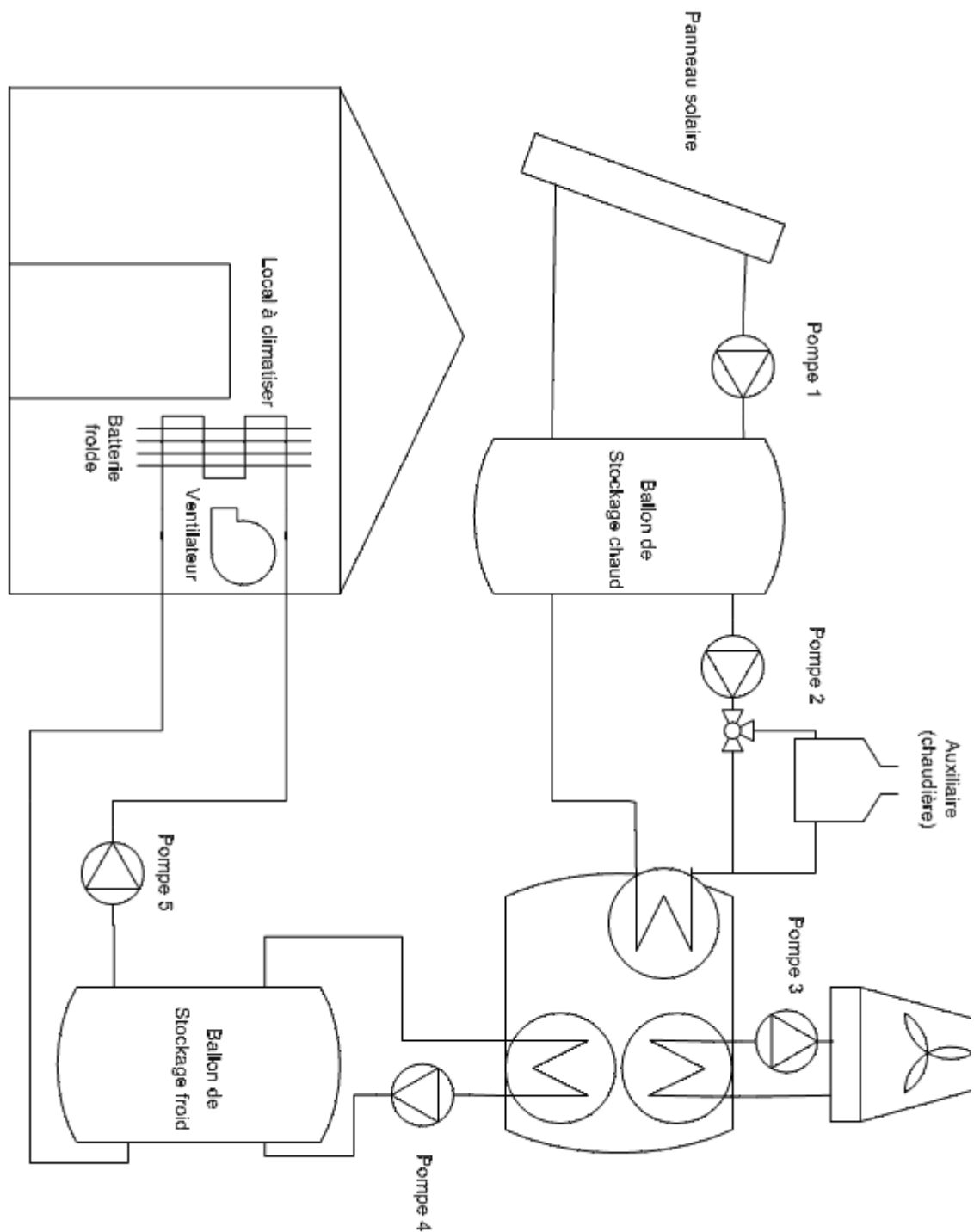


Figure 4.13 : Schéma de principe de l'installation solaire à absorption

La partie solaire composée de panneaux solaires, la pompe1 et le ballon de stockage chaud.

Les panneaux solaires captent l'énergie solaire thermique en la transmettant à l'eau qui augmente en température, cette eau est véhiculée ensuite au ballon de stockage chaud grâce à la pompe 1 commandée par un système de régulation qui compare la température à la sortie du capteur à celle de la base du ballon de stockage, si cette dernière est inférieure à la température de sortie du capteur + 5°C la pompe est actionnée sinon elle demeure en arrêt, cette mesure permet de stocker de l'énergie à chaque fois que celle-ci est disponible même en dehors des heures de climatisation, le ballon chaud permet le stockage de l'énergie captée afin d'avoir une énergie stockée et alimenter la machine à absorption sans fluctuation.

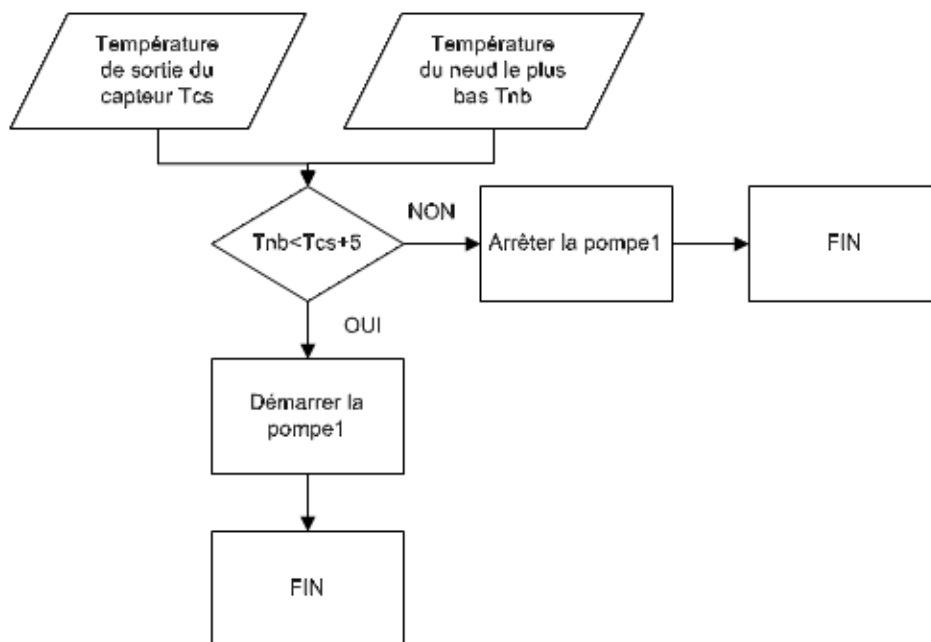


Figure 4.14 : Stratégie de contrôle pour la boucle solaire

La partie système contient la machine à absorption, la chaudière auxiliaire, la tour de refroidissement, ainsi que le ballon de stockage froid.

Si la température du nœud le plus haut dans le ballon froid dépasse 12°C et l'horloge de climatisation est sur la position MARCHE la machine à absorption est alors mise en service ainsi que les trois pompes ; pompe2, pompe3 et pompe4 : la pompe 2 assure l'alimentation du générateur par de l'eau chaude, si la température de l'eau provenant du ballon chaud est inférieure 80 °C (température du nœud le plus haut du ballon), la vanne trois voies ouvre alors sur le passage à la chaudière auxiliaire qui fournit de l'eau chaude à 85°C au générateur.

La pompe 3 quand à elle assure le refroidissement de l'absorbeur et le condenseur en série en faisant circuler l'eau entre la machine à absorption et la tour de refroidissement. La pompe 4 fait circuler l'eau glacée entre l'évaporateur de la machine à absorption et le ballon de stockage froid.

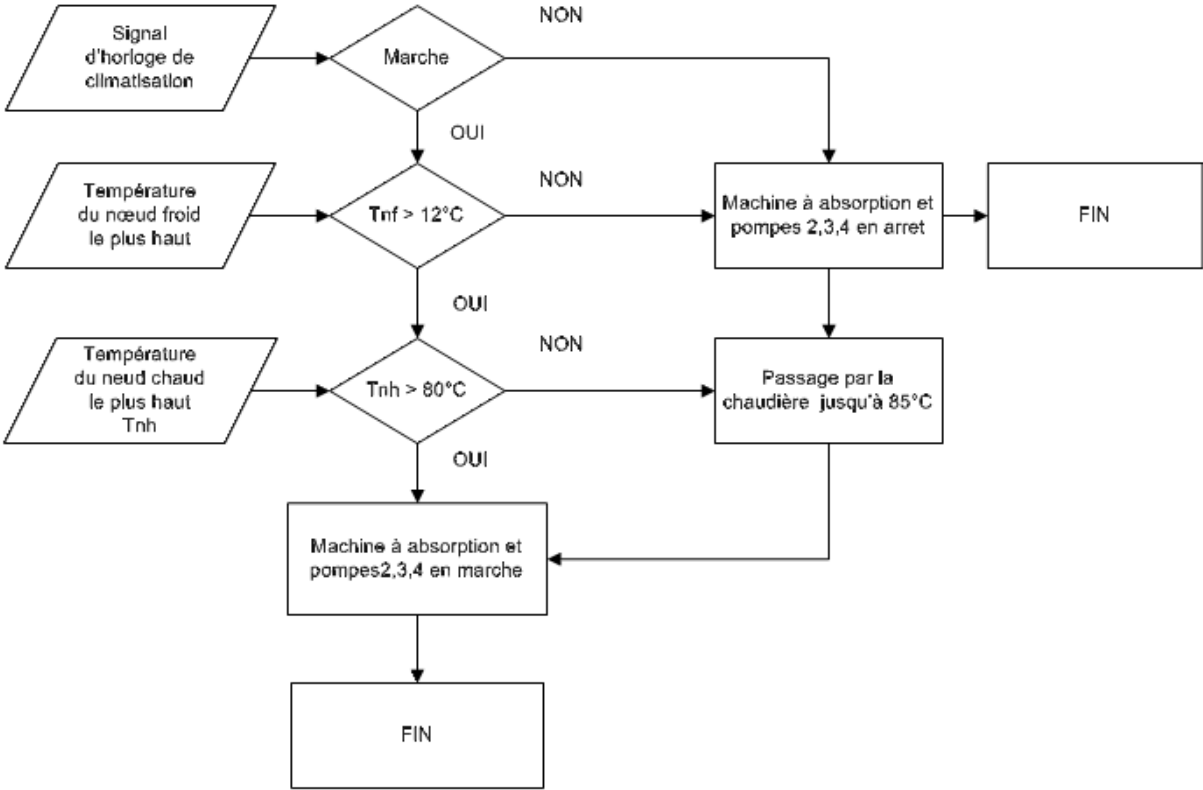


Figure 4.15 : Stratégie de contrôle pour la machine à absorption

La partie local à climatiser comme son nom l'indique concerne la zone à climatiser elle contient la batterie froide qui, parcourue par l'eau glacée venant du ballon froid absorbe la chaleur de l'air du local soufflé par le ventilateur comme indiqué sur la figure 4.15

Si l'horloge de climatisation est sur la position MARCHE le ventilateur est en marche, cependant la pompe5 qui fait circuler l'eau glacée dans la batterie froide est mise en marche sous l'ordre d'un thermostat d'ambiance à fonction hystérésis réglé sur une température de consigne de 26°C +/- 1°C c'est-à-dire si la température du local dépasse 27°C la pompe et mise en marche et elle n'est arrêtée que si la température atteint les 25°C.

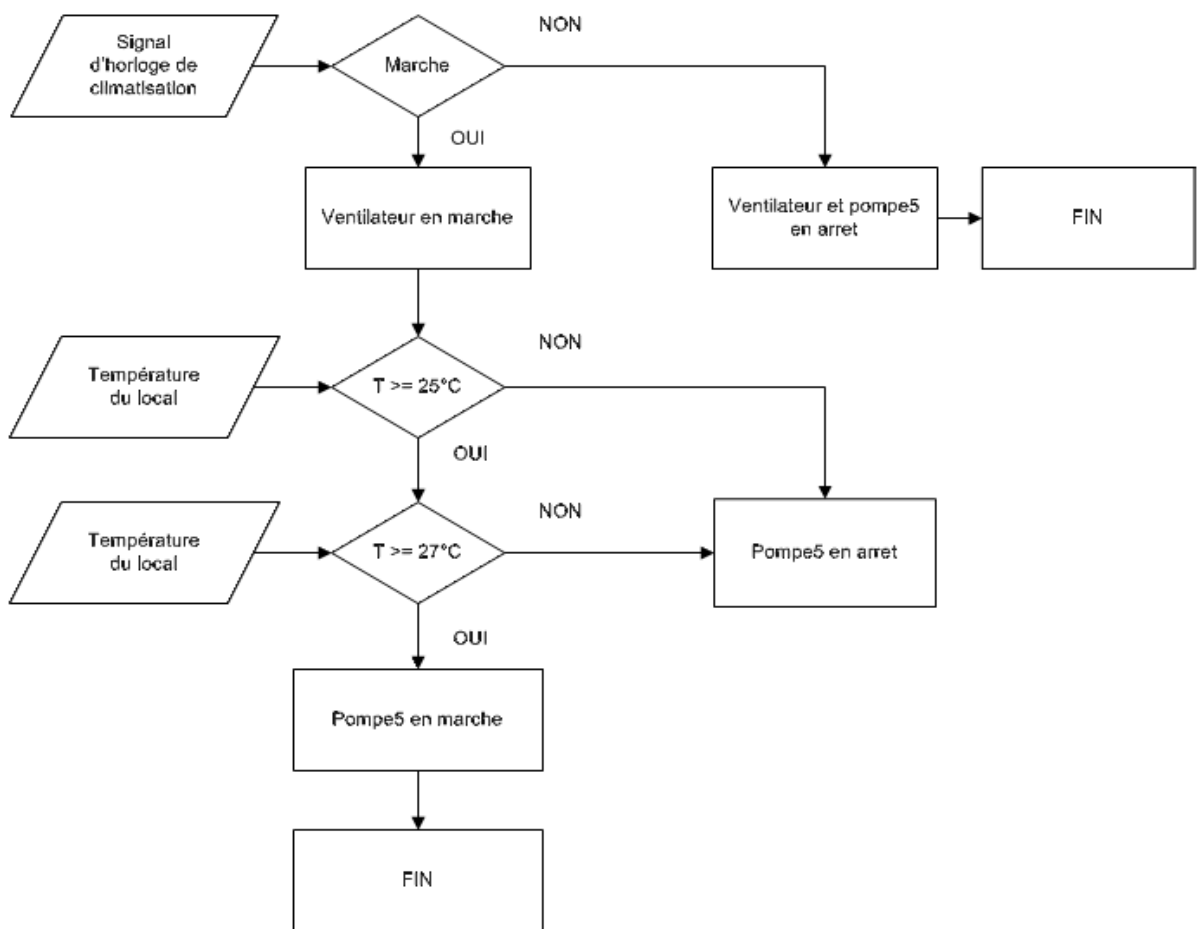


Figure 4.16 : Stratégie de contrôle pour le local à climatiser

4.3.2 Représentation sous TRNSYS

La figure 4.16 représente une capture-écran de l'installation solaire à absorption dans l'environnement de TRNSYS, les connexions entre les équipements paramétrés ainsi que les différentes équations et outils représentés sous forme d'icône joue un rôle dans la simulation par exemple la quantification des énergies mises en jeu ou bien l'intégration des puissances sur des périodes données, profils de fonctionnement ...il est recommandé de consulter la documentation fournie [D4] avec le logiciel ou téléchargeable gratuitement pour mieux comprendre.

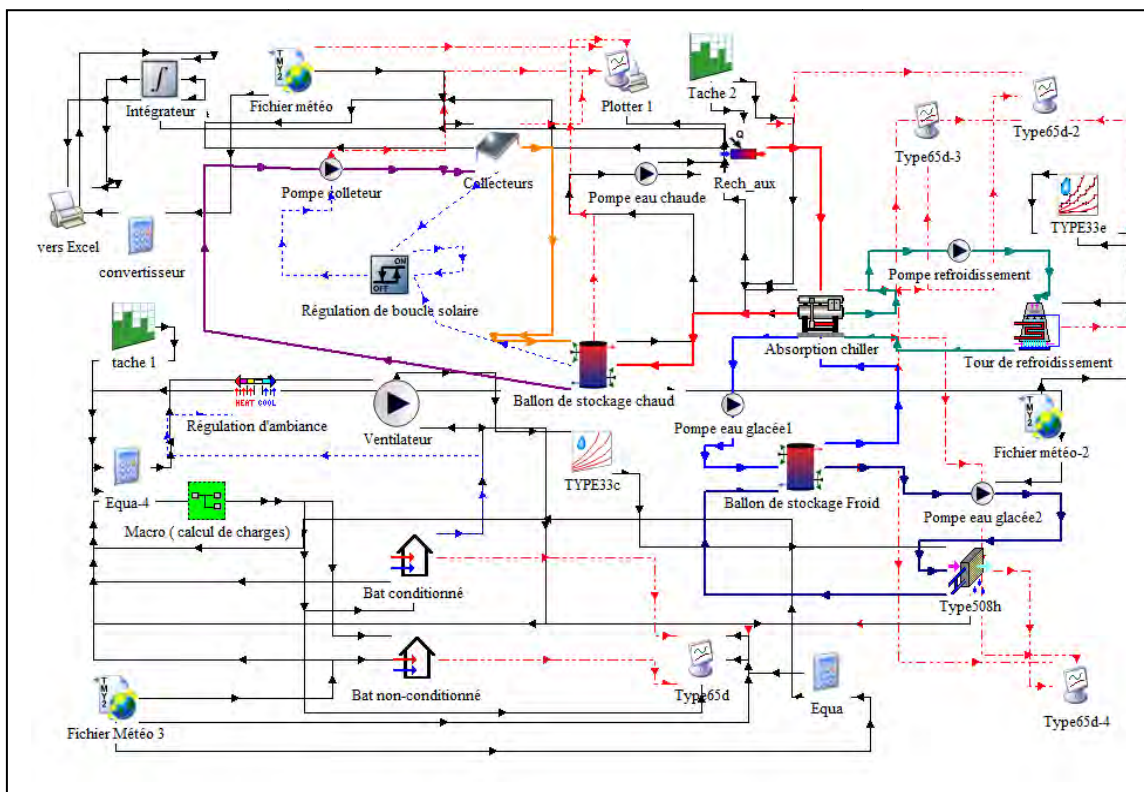


Figure 4.17 : représentation du modèle de l'installation à absorption sous TRNSYS

4.3.3 Dimensionnement

La machine à absorption

La simulation dynamique en utilisant une machine à absorption H₂O/LiBr à la puissance de 8,6kw a montré qu'avec une telle puissance on peut couvrir les besoins en refroidissement pour les villes d'Alger, Constantine, et Bechar malgré que les piques des charges soient supérieures, on a donc choisi une machine de la gamme Phoenix avec les données suivantes :

- Puissance frigorifique 8,6 kW
- Température minimale de sortie d'eau glacée : 6,67 °C
- Débit d'eau glacée : 2,9 m³/h
- Température d'entrée d'eau chaude : 85 °C - 90°C
- Débit d'eau chaude : 1,2 m³/h

- Débit d'eau de refroidissement : $2,6 \text{ m}^3/\text{h}$
- Puissance de la tour de refroidissement : 25 kW
- COP : $0,7$

La surface des panneaux solaires

Dans ce travail on a choisi des capteurs solaires ayant les paramètres suivants

Rendement optique = $0,78$ $a_1 = 3,8 \text{ W/m}^2\text{k}$, $a_2 = 0,03 \text{ W/m}^2\text{k}$. [D2]

Le capteur plan a été choisi en fonction de la température de service vu qu'elle n'excède pas les 100°C , on choisit donc le capteur plan pour son prix bas par rapport aux autres types de capteurs thermiques.

Pour le dimensionnement on s'est basé sur la simulation dynamique du système couplé au bâtiment sur toute la période de climatisation et on a choisi la surface de captation par rapport à la fraction solaire moyenne saisonnière, la méthode consiste à choisir une surface optimale par rapport à l'apport solaire tout en essayant d'économiser l'investissement, on s'appuie pour cela sur l'inclinaison de la tangente de la courbe de la fraction solaire c'est exactement le point auquel la tangente commence à tendre vers l'horizontale, mathématiquement elle s'explique par le sommet de la courbe de sa deuxième dérivée, cette méthode est utilisée par [25].

Par exemple pour la ville de Constantine on choisit 26 m^2

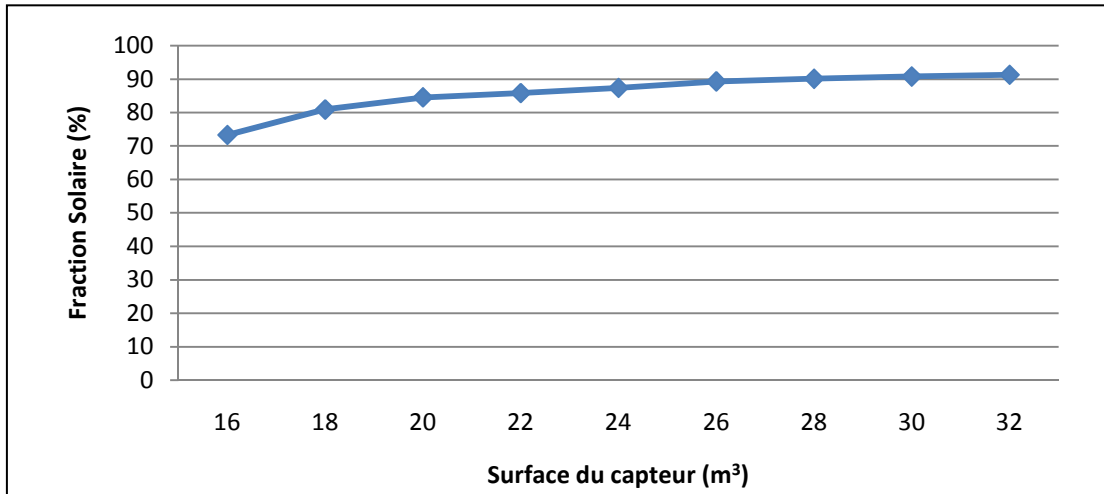


Figure 4.18 : Variation de la fraction solaire estivale avec la surface de capteurs

Les surfaces choisies sont :

- 26 m^2 pour Alger
- 26 m^2 pour Constantine
- 22 m^2 pour Bechar

Le volume de stockage

Pour le volume de stockage nous l'avons choisi de manière à garder la température d'eau chaude stockée à la valeur la plus élevée, pour cela on a simulé la variation de la température moyenne du ballon de 8h à 17h pour différents volumes, les résultats sont présentés sur la figure 4.19 .

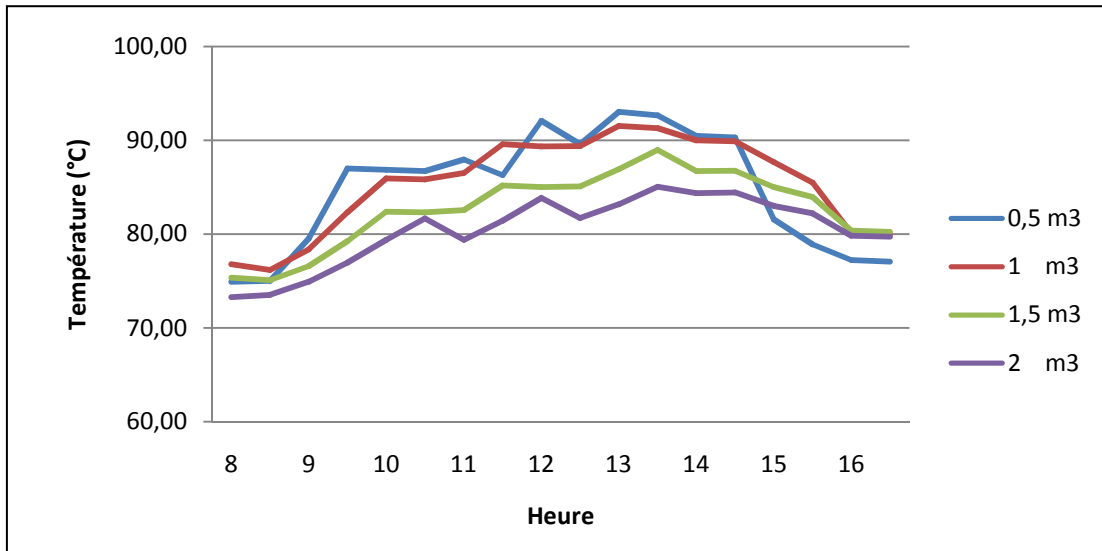


Figure 4.19 : Variation de la température de stockage pour différents volumes

On observe que pour le plus petit volume du ballon de stockage la température est maintenue à son maximum pendant la journée c'est dû à la vitesse de mise en régime, cependant c'est la température la plus basse le soir, et vu que le système ne fonctionne que pendant la journée on va choisir le volume de $0,5\text{m}^3$, pour le stockage d'eau glacée on a un volume de 1 m^3 .

Le débit d'air de soufflage

Le calcul du débit d'air de soufflage est fait par méthode statique selon les notes de calcul du DTR [D3], les débits d'air calculés avoisinent les $1000\text{ m}^3/\text{h}$.

4.4 Simulation de l'installation à dessiccation

4.4.1 Schéma de l'installation et stratégie de contrôle

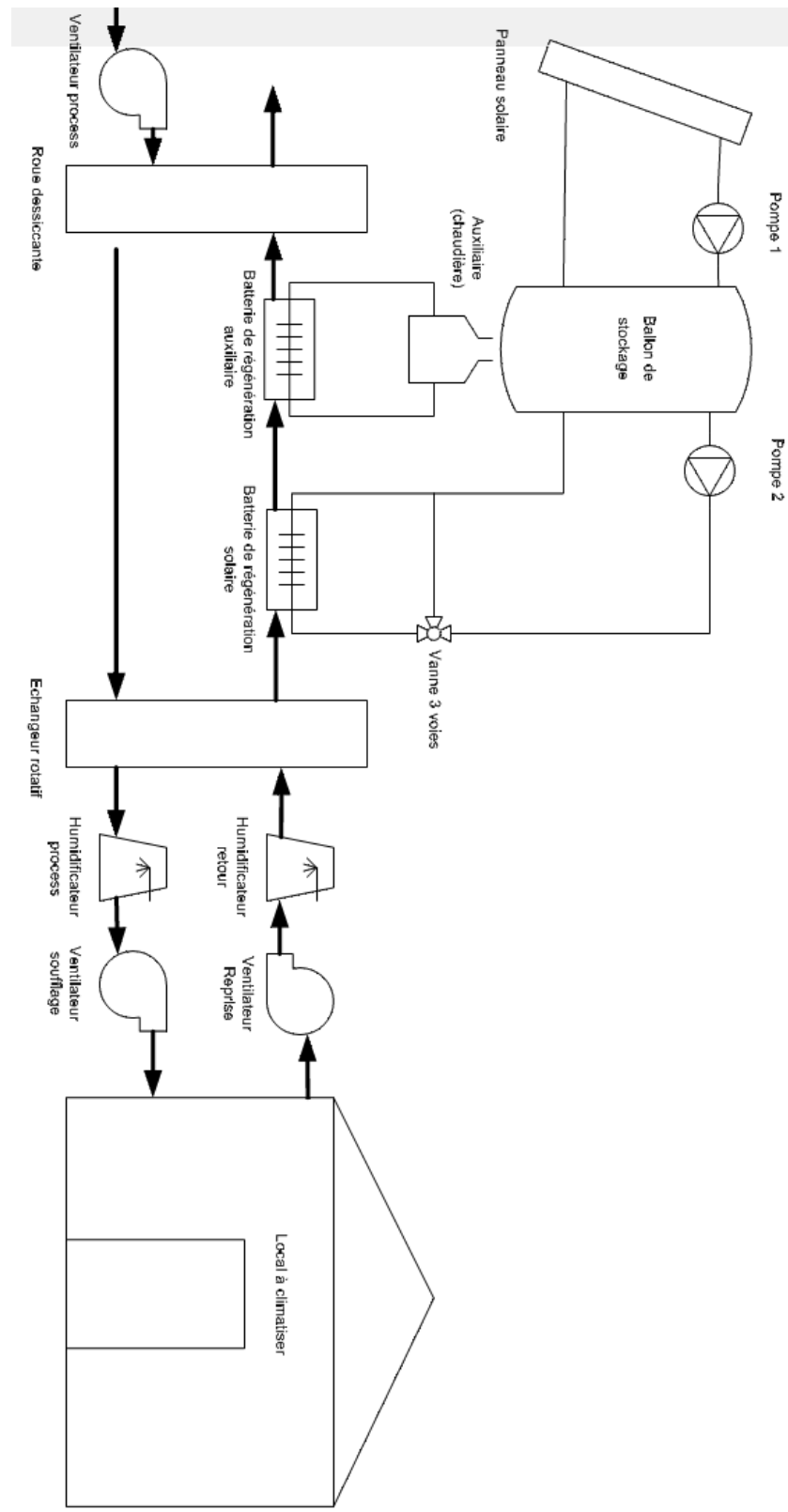


Figure 4.20 : Schéma de principe de l'installation solaire à dessiccation

Stratégie de control

Comme pour l'installation solaire à absorption, l'installation solaire à dessiccation se divise en trois parties :

La partie solaire qui est similaire à celle de l'absorption soit sur le plan mise en œuvre ou stratégie de commande.

La partie système englobe les équipements propres au système de dessiccation : la roue dessiccante les ventilateurs d'aspiration, soufflage et reprise, l'échangeur sensible rotatif, l'humidificateur process et reprise (retour), ainsi que la batterie solaire de régénération et la batterie auxiliaire (alimentée par la chaudière auxiliaire) qui sert d'appoint à la batterie solaire.

Comme mentionné au chapitre précédent, la roue utilisée dans ce travail est modélisée par analogie, on peut donc à chaque fois en fonction des conditions en température, humidité et débit d'air d'entrée prédire la température de régénération, cette température est utilisée comme consigne pour chauffer l'air de régénération à la batterie solaire et de même pour la batterie auxiliaire qui est alimentée par la chaudière auxiliaire au cas où la batterie solaire s'avère insuffisante. Le moyen de contrôle de température de consigne est la vanne trois voies qui, selon la nécessité alimente la batterie solaire partiellement en by-passant une fraction de débit d'eau chaude à chaque fois, il s'agit ici d'une régulation progressive.

Tous les équipements ont la même commande (tous en marche ou tous en arrêt) dans notre cas à fin de simplifier la boucle, dans d'autres circonstance on peut utiliser partiellement un système à dessiccation soit en mode humidification process seule, humidification process et retour, ou mode dessiccant propre ce qui est le cas ici.

La partie local à climatiser contient un ventilateur de soufflage et un autre de reprise, comme dans le cas de l'absorption la température désirée est de $26^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, au dessus de 27°C le système est mis en service, après refroidissement jusqu'à 25°C tous le système est mis à l'arrêt ainsi de suite.

4.4.2 Représentation sous TRNSYS

La figure ci-dessous présente l'installation à dessiccation solaire sous l'environnement de TRNSYS.

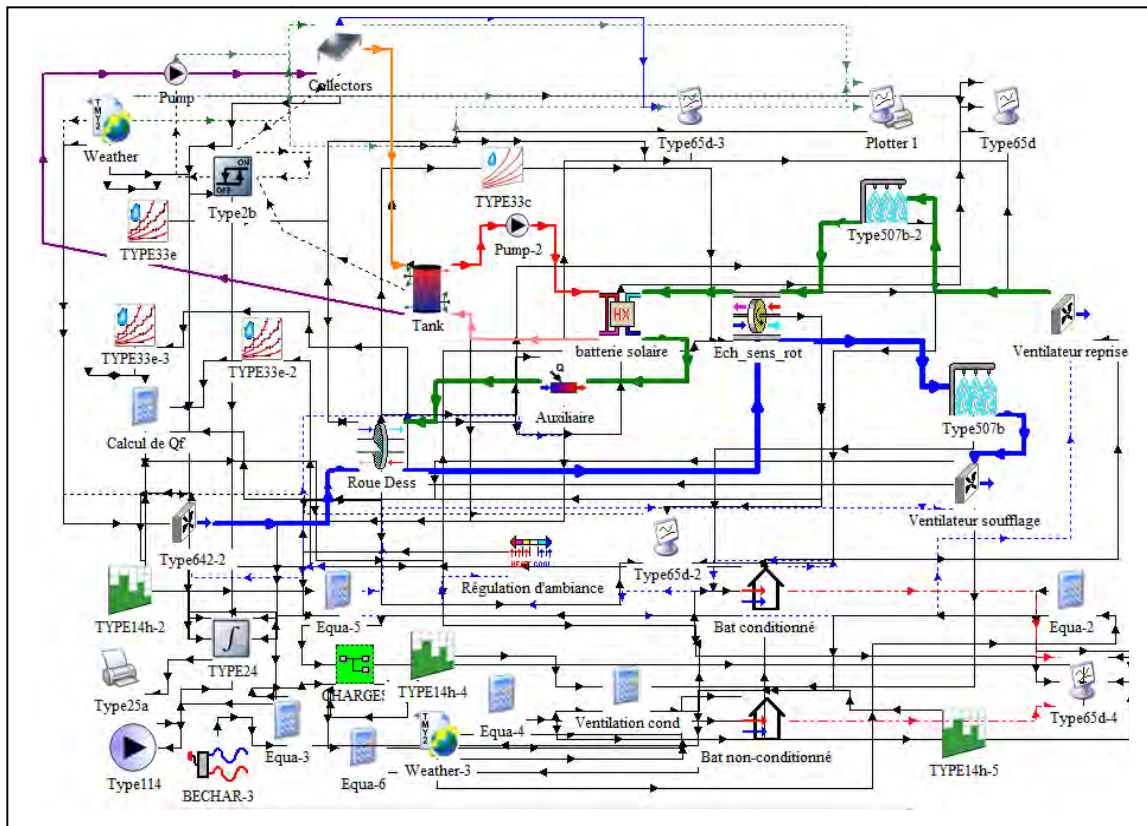


Figure 4.21 : représentation du modèle de l'installation à dessiccation sous TRNSYS

4.4.3 Dimensionnement

L'installation à dessiccation

Pour l'ensemble des équipements du système à dessiccation le seul dimensionnement est celui des ventilateurs pour les débits d'air, les autres équipements sont dimensionnés selon les efficacités, pour la roue dessiccante, le modèle accepte tout débit.

La surface des panneaux solaires

La méthode de dimensionnement est la même utilisée pour le système à absorption, les surfaces choisies sont les suivantes :

- 38 m² pour Alger
- 24 m² pour Constantine
- 22 m² pour Bechar

Le volume de stockage

Le même volume de 0,5 m³ est choisi pour la dessiccation.

5. Discussion des résultats

5.1 Résultats de simulation du système à absorption Solaire

5.2 Résultats de simulation du système à dessiccation Solaire

5.3 Comparaison avec une installation à compression mécanique

5.4 Etude de compatibilité et conclusion

La simulation des deux systèmes solaires étudiés a donné des résultats qu'on va discuter dans ce dernier chapitre, une troisième simulation est faite et qui consiste à intégrer une installation conventionnelle contenant un groupe de préparation d'eau glacée à compression mécanique pour pouvoir faire des comparaisons avec les systèmes proposés.

La présentation des résultats est faite en deux manières, l'une est journalière consistant à présenter des résultats pour le jour type du mois de Juillet qu'est le 17 du mois, la deuxième est saisonnière, elle présente les résultats pour la saison entière de climatisation pour chaque ville avec un pas de 1 mois. Les résultats de **TRNSYS** sont exportés dans des fichiers **Excel** où ils sont traités et représentés graphiquement.

Outre les quantités des différentes énergies mises en jeu, d'autres critères de performance sont évalués dans la comparaison ; le coefficient de performance **COP** qui est le rapport entre l'énergie frigorifique produite et l'énergie consommée, la fraction solaire **FS** qu'est le rapport entre l'énergie solaire utilisée et l'énergie totale consommée par le système. Ces critères sont définis comme suit :

$$COP = \frac{E_{frigorifique}}{E_{consommée}} \quad (5.1)$$

$$\text{Avec } \begin{aligned} E_{frigorifique} &= \int_{t_0}^t m_{eau} C_{p_{eau}} (T_e - T_s) && \text{pour l'absorption} \\ E_{frigorifique} &= \int_{t_0}^t m_{air} C_{p_{air}} (h_{soufflage} - h_{exterieure}) && \text{pour la dessiccation} \end{aligned}$$

$$FS = \frac{E_{solaire}}{E_{solaire} + E_{auxiliaire}} \quad (5.2)$$

E : Énergie

5.1 Résultats de simulation du système à absorption Solaire

Pour la simulation du système à absorption les résultats sont présentés dans ce sous-chapitre, le plus important c'est les résultats saisonniers mais pour observer le comportement du système durant la journée, on a choisi de représenter le système dans la ville de Constantine à titre d'exemple, mais les résultats saisonniers représentent toutes les villes.

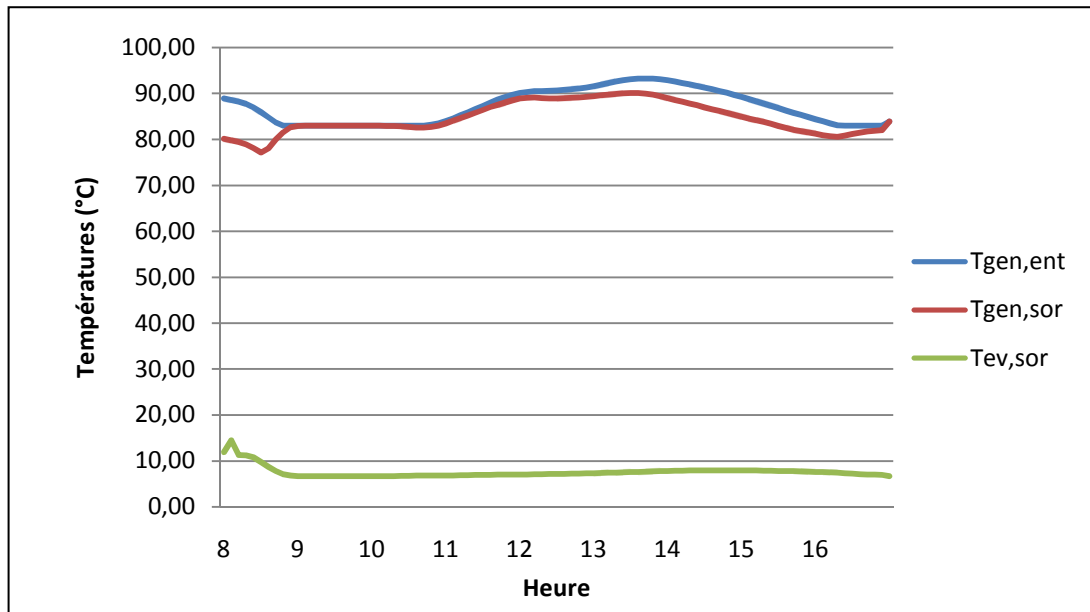


Figure 5.1 : Variation des températures d'eau chaude et d'eau glacée pour la machine à absorption le 17 Juillet à Constantine

La figure ci-dessus représente la variation de la température de l'eau chaude en entrée et sortie du générateur car c'est cette eau qui est la force motrice de la machine, l'eau glacée sortie de l'évaporateur est aussi représentée, c'est elle qui va alimenter le réseau de distribution, la représentation est faite pour le 17 Juillet à Constantine, la température de l'eau chaude entrant le générateur T_{gen} ne doit pas être au dessous de $85^{\circ}C$, la stabilité de sa courbe en bleu de 8h à 11h est dû au fait que la température issue du ballon de stockage solaire ne soit pas suffisante c'est alors aux réchauffeur auxiliaire de se mettre en marche, il est réglé pour assurer une température de $85^{\circ}C$, à partir de 11h, la température d'entrée de l'eau chaude venant du ballon commence à augmenter au dessus de $85^{\circ}C$ suite à l'augmentation de l'intensité du rayonnement solaire donc augmentation de la température du ballon, la température de sortie $T_{gen,sor}$ varie selon la température d'entrée, quand les deux courbes sont confondues cela veut dire que la machine est en arrêt cyclique et qu'elle vient de vaincre la charge thermique, on voit qu'à chaque demande intense en froid l'écart entre la température d'entrée et de sortie d'eau chaude augmente signifiant que le générateur consomme plus d'énergie, la température $T_{ev,sor}$ est la température de sortie de l'eau glacée de l'évaporateur on voit qu'à la mise en marche de la machine elle dépasse les $10^{\circ}C$ mais elle commence à chuter pendant la journée et devient stable entre $6^{\circ}C$ et $8^{\circ}C$.

La variation des énergies est de la même nature que la variation des températures c'est-à-dire qu'elles sont toutes les deux la même allure, sur la figure 5.2 on peut suivre la variation de l'énergie frigorifique produite pendant la journée ainsi que l'énergie thermique consommée par le générateur avec ces deux composante qui sont l'énergie solaire et l'énergie auxiliaire, on remarque qu'au début de la journée il y'a la production maximale de froid ceci est du au fait que la température d'eau glacée est élevée comme on a vue sur la précédente figure, quand celle-ci se stabilise vers 7°C il n'y a plus production de froid vers 9h, la production reprend à 10h avec l'augmentation des charges thermiques, on observe l'augmentation de la puissance frigorifique ainsi que la puissance du générateur avec un pique vers les 14h30.

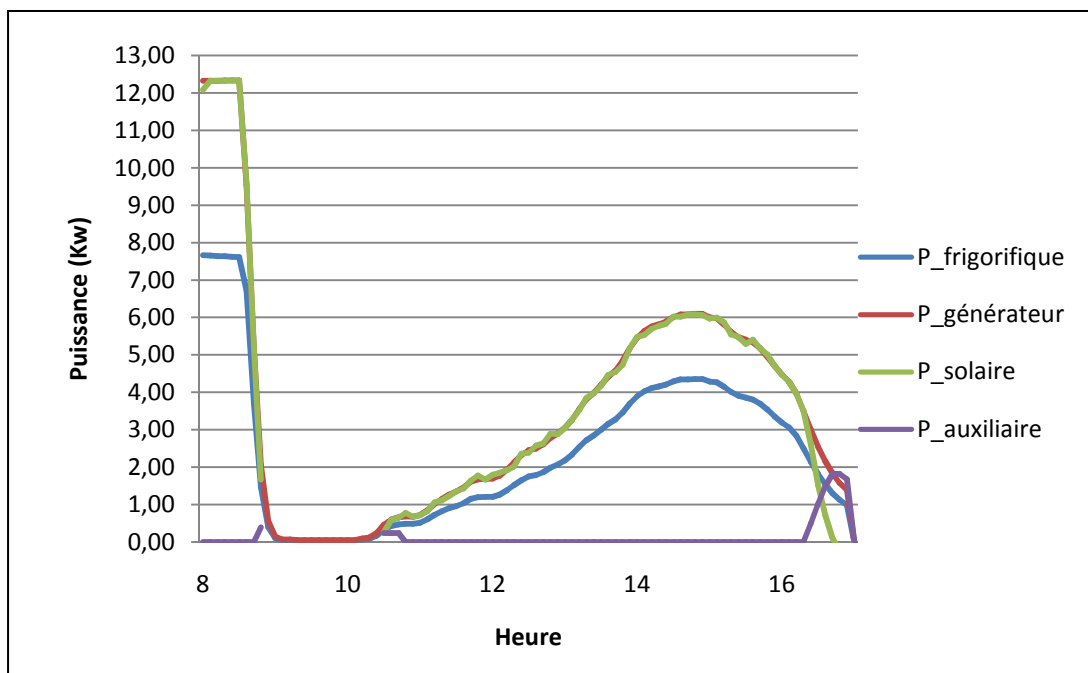


Figure 5.2 : Variation des puissances de la machine à absorption à Constantine le 17 Juillet

pour la puissance auxiliaire elle intervient quand l'énergie solaire ne peut pas assurer une température de 85°C pour le générateur pendant la marche, on voit qu'elle intervient le matin vers 9h et aussi après 10h30, après cette heure l'énergie solaire est suffisante et peut assurer la bon fonctionnement de la machine, car en ce moment l'intensité du rayonnement solaire est grande, quand cette intensité commence à diminuer la température dans le ballon de stockage diminue donc l'énergie solaire ne peut plus faire marcher la machine seule, c'est pour cela qu'on voit augmentation de la puissance auxiliaire vers 16h.

Pour bien illustrer ces variations on présente la variation journalière de la fraction solaire sur la figure 5.3, on remarque qu'elle varie de la même façon, elle prend la valeur de zéro quand la machine est en arrêt et la valeur de 1 quand l'énergie solaire seule peut faire marcher la machine.

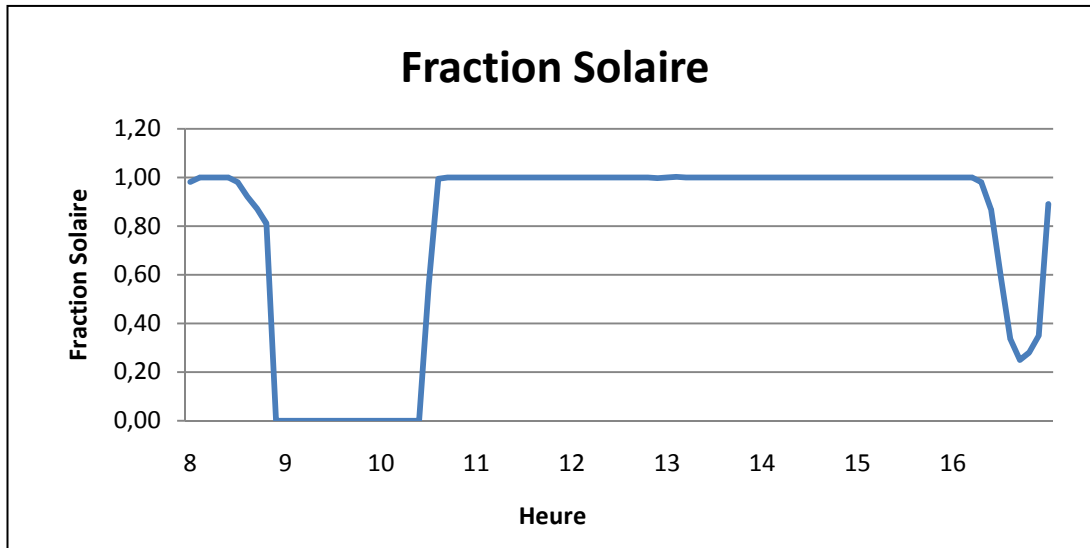


Figure 5.3 : Variation de la fraction solaire journalière pour la machine à absorption

Pour les villes de Bechar et Alger l'évolution est la même ce n'est que les quantités qui changent selon les charges thermiques et les conditions extérieures.

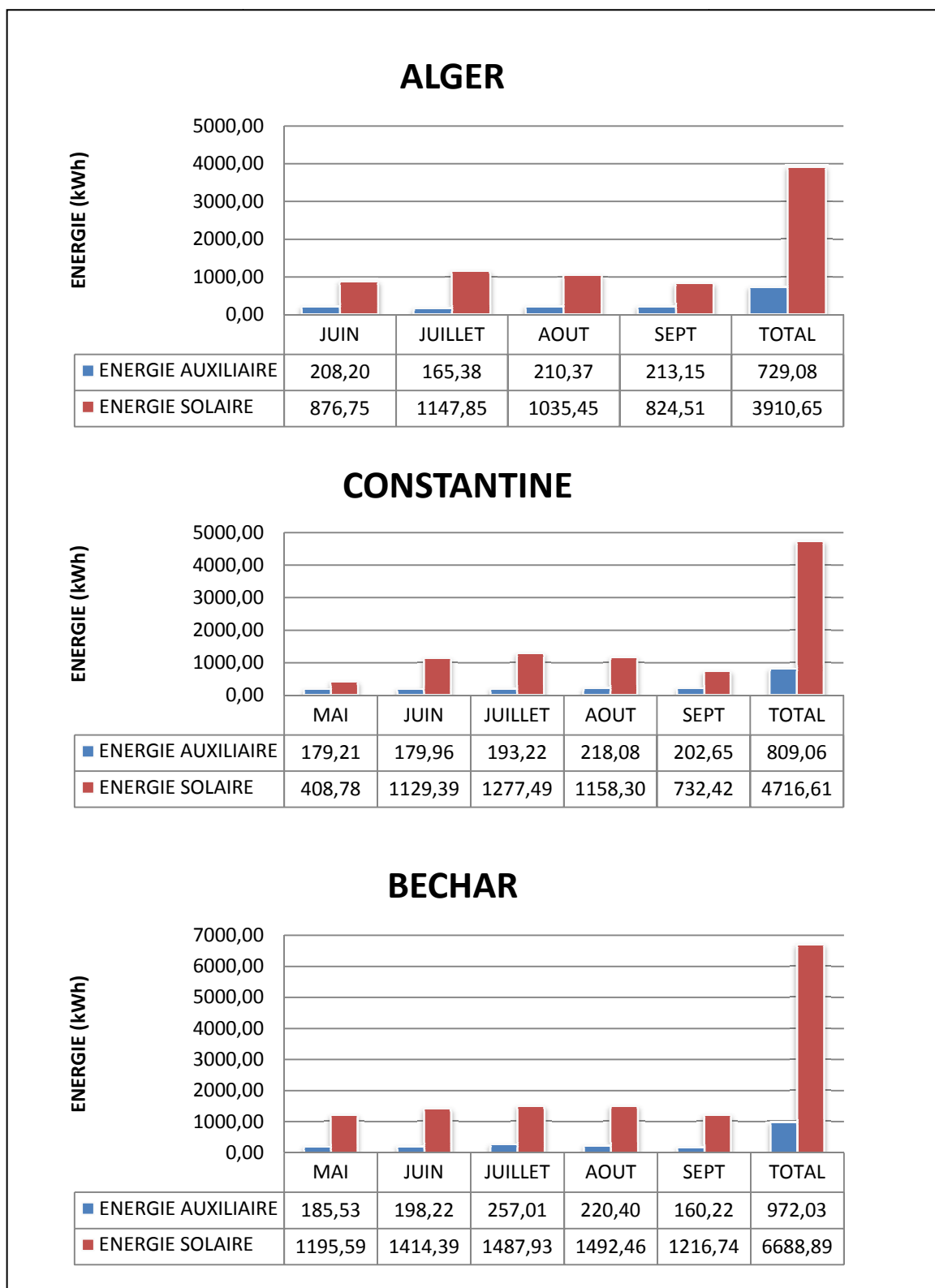


Figure 5.4 : Variation saisonnière de l'énergie solaire et l'énergie auxiliaire

Sur la figure 5.4 sont représentées l'énergie solaire et auxiliaire consommées par le système à absorption pour les trois villes, l'énergie solaire varie avec l'intensité de l'ensoleillement pour un maximum qui correspond au mois de juillet pour les trois villes, ce mois est caractérisé par un fort ensoleillement, cependant l'énergie auxiliaire jouant le rôle de compensateur par rapport à l'énergie solaire fournie au système varie en fonction des besoins en froid et de l'ensoleillement.

Quantitativement, il est évident que pour la ville de Bechar on enregistre les valeurs maximales d'une part pour l'énergie solaire avec 6688,89 kWh au total à cause de l'ensoleillement intense, et de l'autre part pour l'énergie auxiliaire avec au total 972,03 kWh, ceci est dû à la forte demande du générateur de la machine à absorption à cause des charges frigorifiques qui sont à leur maximum.

Pour la ville de Constantine par contre les consommations enregistrées sont plus basses et ceci est relatif d'une part aux besoins de froid inférieures à ceux de Bechar et l'ensoleillement moins intense mais qui demeure quand même d'une intensité considérable.

La ville d'Alger est la ville qui consomme moins d'énergie, c'est lié en premier lieu aux charges thermiques qui engendrent un besoin en froid inférieur aux deux cas précédents, la preuve est que la climatisation ne commence qu'en mois de Juin, le maximum pour l'énergie solaire est enregistré pour le mois de Juillet avec 1147,85 kWh contre 1277,49 kWh pour Constantine et 1492,46 kWh pour Bechar en mois d'Aout et au total on a 3910,65 kWh pour Alger contre 4716,61 kWh pour Constantine et 6688,89 kWh pour Bechar.

L'énergie auxiliaire connaît son summum pour Alger au mois de Septembre, ceci est dû au fait que l'ensoleillement commence à diminuer pour ce mois ce qui engendre une diminution l'énergie solaire fournie au système conduisant ainsi à l'augmentation de l'énergie auxiliaire, le maximum enregistré pour Constantine correspond au mois d'Aout avec 218,08 kWh, les charges thermiques élevées ont conduit à l'insuffisance remarquable de l'énergie solaire. Pour la ville de Bechar le maximum coïncide avec le maximum en énergie solaire avec un pic de 257,01 kWh c'est-à-dire au mois de Juillet, mois chaud et ensoleillé.

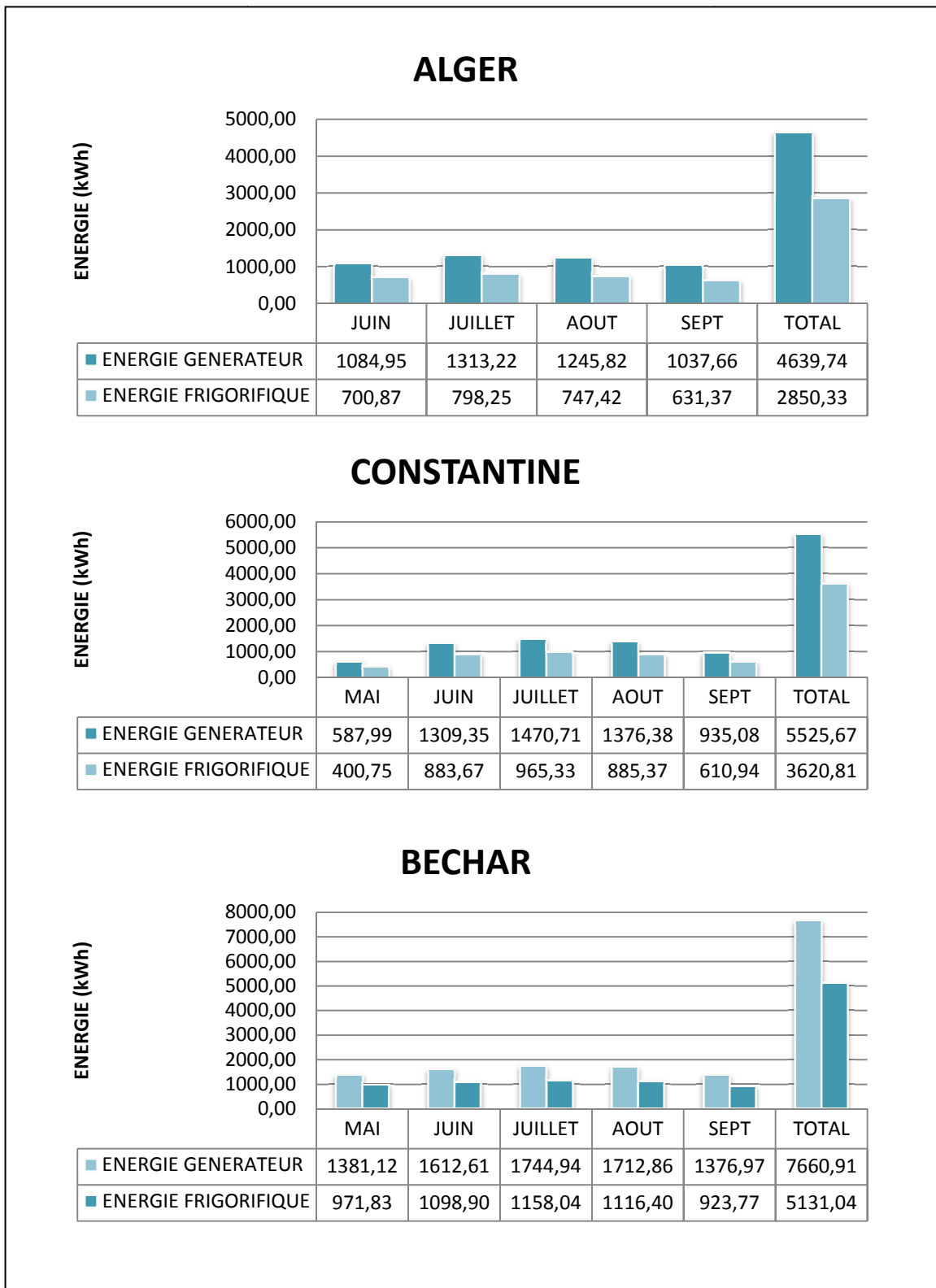


Figure 5.5 : Variation saisonnière de l'énergie frigorifique et l'énergie thermique consommée

La figure 5.5 permet d'observer la variation de l'énergie consommée par le générateur et l'énergie frigorifique produite qui varie à son tour avec les charges thermiques du bâtiment.

L'énergie frigorifiques produite pour la ville de d'Alger est de 4639,74 kWh sur une période de climatisation de quatre mois, cette énergie est directement proportionnelle aux charges thermiques du bâtiment mais aussi à l'énergie consommée par le générateur de la machine à absorption.

Pour Constantine les charges thermiques sont importantes par rapport à Alger c'est pour cela qu'on remarque une production frigorifique plus importante avec un pique en juillet de 965,33 kWh contre 798,25 kWh pour le même bâtiment placé à Alger, cette production frigorifique est encore plus grande dans la ville de Bechar car la température extérieure élevée à laquelle s'ajoutent des apports solaires de taille conduit à de grands besoins en froid, en l'occurrence donc une grande consommation de l'énergie thermique au niveau du générateur, son pique est de 1744,94 kWh en juillet ce qui correspond à une production frigorifique de 1158,04 kWh.

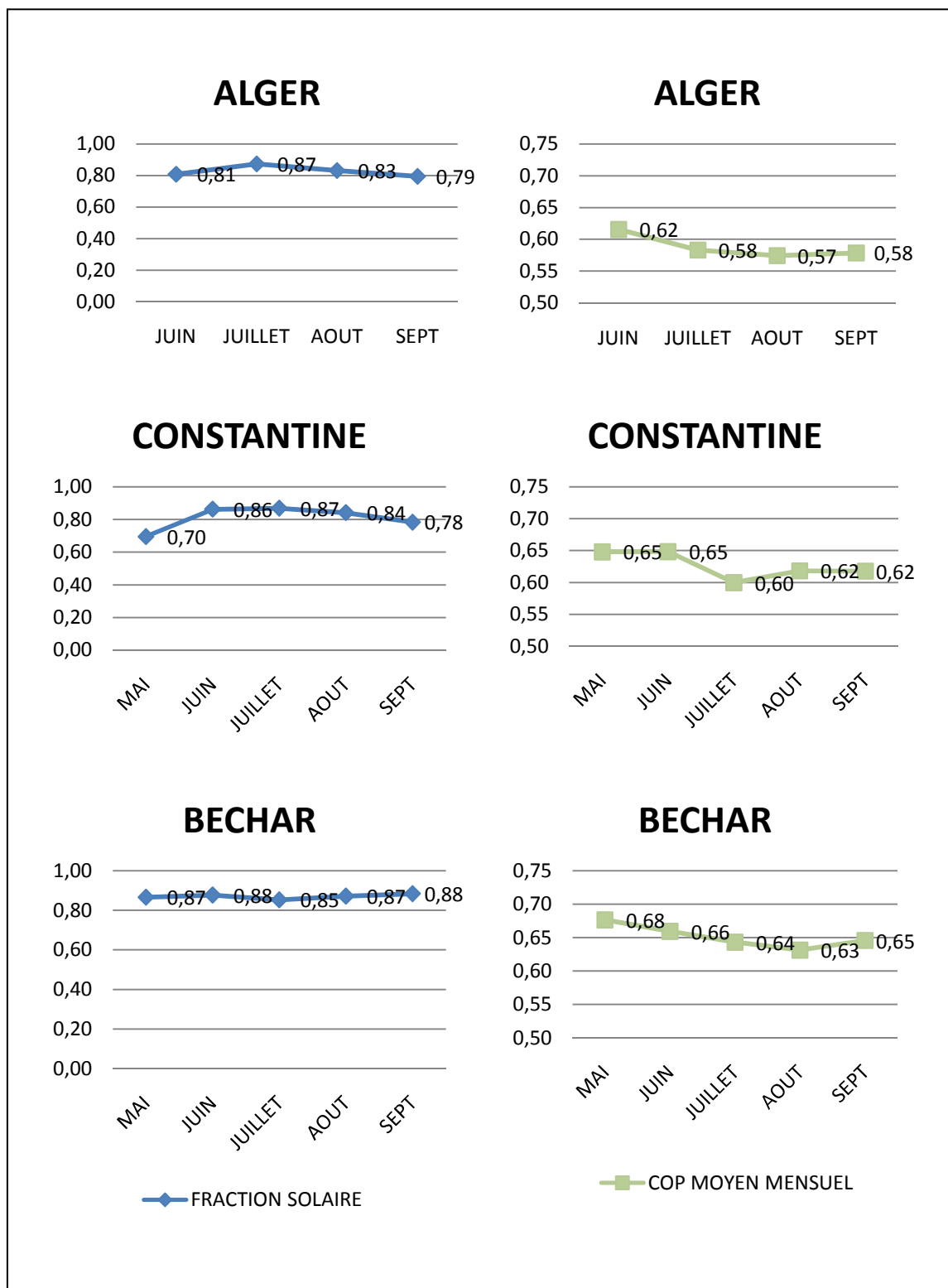


Figure 5.6 : Variation saisonnière de la fraction solaire et du COP moyen pour l'absorption

La figure 5.6 représente la variation de la fraction solaire, du rendement des capteurs solaires et du coefficient de performance de la machine à absorption le long de la période de climatisation avec un pas mensuel.

La fraction solaire est à son maximum en mois de juillet pour les villes d'ALGER et BECHAR avec les valeurs respectives de 0,87 et 0,88 , et pour Constantine le maximum correspond au mois d'Aout pendant lequel une petite diminution des besoins en froid a fait que l'énergie extraite de l'apport solaire a pu prendre le dessus, cette fraction correspond alors à la valeur de 0,87 pour le mois d'Aout, si l'on se réfère aux figures 4.2, 4.4, 4.6 du chapitre 4 on se rendrait compte que la fraction solaire varie en une grande partie avec l'intensité de l'ensoleillement ; plus elle est grande et plus la fraction solaire est importante, le deuxième paramètre qui la fait également varier aussi c'est la machine elle même et sa consommation qui est liée indirectement aux charges thermiques qui sont alors inversement proportionnelles à la fraction solaire, plus elles sont grandes et plus la fraction diminue. On peut dire donc que la valeur de la fraction solaire est le fruit de la lutte entre deux paramètres qui sont l'intensité de l'ensoleillement et la consommation, celui qui prend le dessus fait varier la fraction solaire dans son sens.

Le coefficient de performance varie par rapport aux charges thermiques et l'énergie nécessaire au générateur, mais sa variation est aussi liée à la température de condensation donc à la température de l'eau de refroidissement venant de la tour de refroidissement qui, en dépassant une limite donnée commence à faire baisser la valeur du COP ce qui est d'ailleurs en harmonie avec l'étude menée par Choughi [9], on remarque que la valeur du COP est à son maximum au début de la période de climatisation et commence à diminuer avec l'augmentation de la température extérieure pour être minimale dans le mois le plus chaud.

En comparant les valeurs mensuelles pour les trois villes on remarque que la valeur du COP pour ALGER est la plus basse alors qu'il fait relativement moins chaud par rapport aux deux autres villes , cette diminution s'explique par une température de refroidissement relativement élevée car le climat d'Alger est un climat humide donc la température extérieure humide est élevée et c'est elle qui intervient dans le refroidissement évaporatif dans la tour de refroidissement, cependant pour la ville de Bechar où la température humide est basse, la valeur du COP est plus élevée et est située entre 0,63 et 0,68 contre 0,57 et 0,62 à Alger. Pour Constantine les valeurs sont entre celles de Bechar et celles d'Alger car le climat est modéré entre humide et sec.

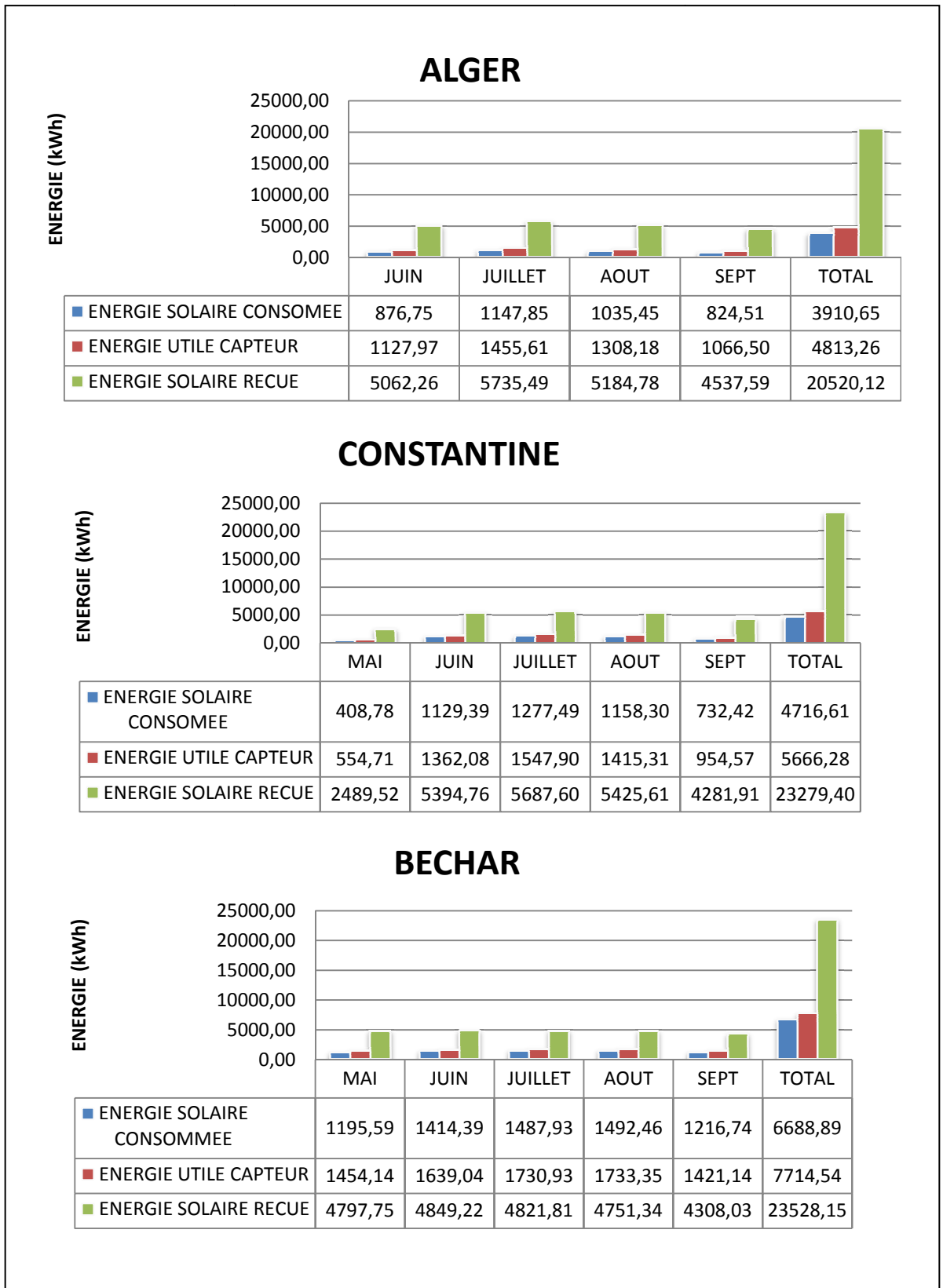


Figure 5.7 : Variation saisonnière de l'énergie solaire à différents stades

Sur la figure 5.7 on observe les valeurs de l'énergie solaire à différents stades à commencer par l'intensité de l'ensoleillement incident reçu sur la surface de capteurs représentée sur l'histogramme en vert, ensuite l'énergie captée et stockée ou l'énergie du capteur représentée en rouge, qui se termine en énergie utile qui est l'énergie consommée par le système représentée en bleu.

L'énergie incidente arrive en provenance du soleil sur la surface du capteur, une partie est réfléchiée vers l'entourage du capteur, une partie transmise et une partie absorbée par le capteur, c'est pour cela que le capteur ne peut capter qu'une seule fraction de l'énergie incidente, cette fraction est encore réduite à cause des pertes de chaleur du capteur vers l'ambiance par les différents mécanismes de transferts de chaleur ce qui dépend surtout de la température ambiante. Par exemple les villes de Bechar et Constantine reçoivent respectivement les quantités de 23528 kWh et 23279kWh durant la période de climatisation c'est presque la même quantité mais on voit quand même que l'énergie captée à Bechar est supérieure à celle de Constantine , ceci est dû au fait que la température ambiante à Bechar est supérieure à celle de Constantine d'où des pertes inférieures et une énergie captée supérieure de l'ordre de 7714 kWh contre 5666 kWh à Constantine, c'est le rapport entre l'énergie captée et l'énergie incidente qui détermine le rendement du capteur.

L'énergie utile consommée par le système est inférieure à l'énergie captée, elle est indépendante des capteurs solaires, le seul paramètre qui la contrôle c'est les pertes thermiques dans le ballon de stockage et le système de distribution c'est-à-dire la tuyauterie, ces pertes dépendent de la température de l'environnement où est placé le ballon de stockage surtout pendant la nuit, plus il fait chaud est plus ces pertes sont limitées.

La variation de l'énergie captée et l'énergie consommée suit la variation de l'énergie solaire incidente plus le capteur est mieux ensoleillé et plus il capte mieux l'énergie.

5.2 Résultats de simulation du système à dessiccation Solaire

Dans ce sous-chapitre nous allons voir le comportement du système à dessiccation solaire dans les trois climats étudiés on commence par les variations journalières pour les villes d'Alger et de Bechar qui sont les plus intéressantes à voir vu qu'elles correspondent toutes les deux aux deux climats extrêmes ; le climat humide et le climat sec.

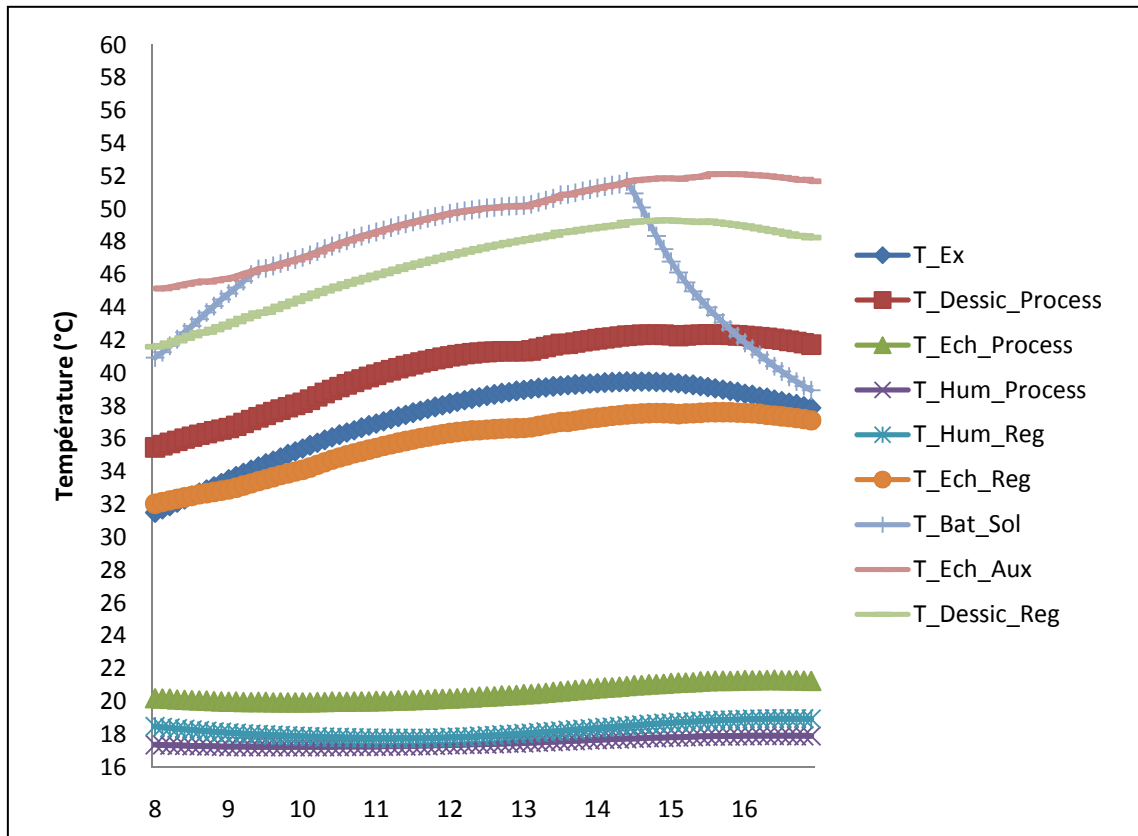


Figure 5.8 : Variation journalière des températures aux différents points du système à dessiccation solaire le 17 Juillet pour la ville de Bechar.

Sur la figure on peut observer l'évolution des différentes températures dans tous les points de l'installation solaire à dessiccation pour le jour du 17 Juillet pour la ville de Bechar, cette évolution permet de connaître les comportements des équipements de l'installation :

L'air extérieur caractérisé par la température T_{Ex} entre dans la roue dessiccante, son séchage provoqué par l'effet dessiccant du Selica-gel conduit à l'élévation de sa température jusqu'à $T_{Dessic_Process}$, ensuite il entre dans l'échangeur sensible rotatif pour voir sa température baisser jusqu'à $T_{Ech_Process}$, l'humidification directe fait encore baisser la température jusqu'à $T_{Hum_Process}$ qui est la température de l'air soufflé on remarque sur le graphe que pour la ville de Bechar elle descend jusqu'à 17 °C malgré que la température extérieure se situe entre 32°C et 38°C pendant la journée.

En ce qui concerne l'air de régénération, il est d'abord extrait du local et humidifié, sa température devient T_{Hum_Reg} qui augmente suite au transfert de chaleur vers l'air de process dans l'échangeur sensible rotatif elle est alors T_{Ech_Reg} .

La température T_{Bat_Sol} est la température de la sortie de la batterie chaude solaire qui est réglée sur la température de régénération on remarque que celle-ci n'est pas toujours atteinte, elle s'y approche avec l'augmentation de l'intensité du rayonnement solaire et l'atteint vers 9h30 ce qui s'explique sur le graphe par les deux courbes confondues celle de T_{Bat_Sol} et T_{Ech_aux} qui est la température de la sortie de l'échangeur auxiliaire qui intervient quand la batterie solaire s'avère insuffisante, ceci garantit toujours l'atteinte de la température de régénération, à partir de 14h30 la batterie solaire redevient insuffisante et la température à sa sortie commence à redescendre.

La température T_{Dessic_Reg} correspond à la température de l'air de régénération à sa sortie de la roue de dessiccante coté régénération elle est relativement plus basse que la température de régénération car l'air régénérant libère les molécules d'eau du matériau dessiccant ce qui conduit à la diminution de sa température.

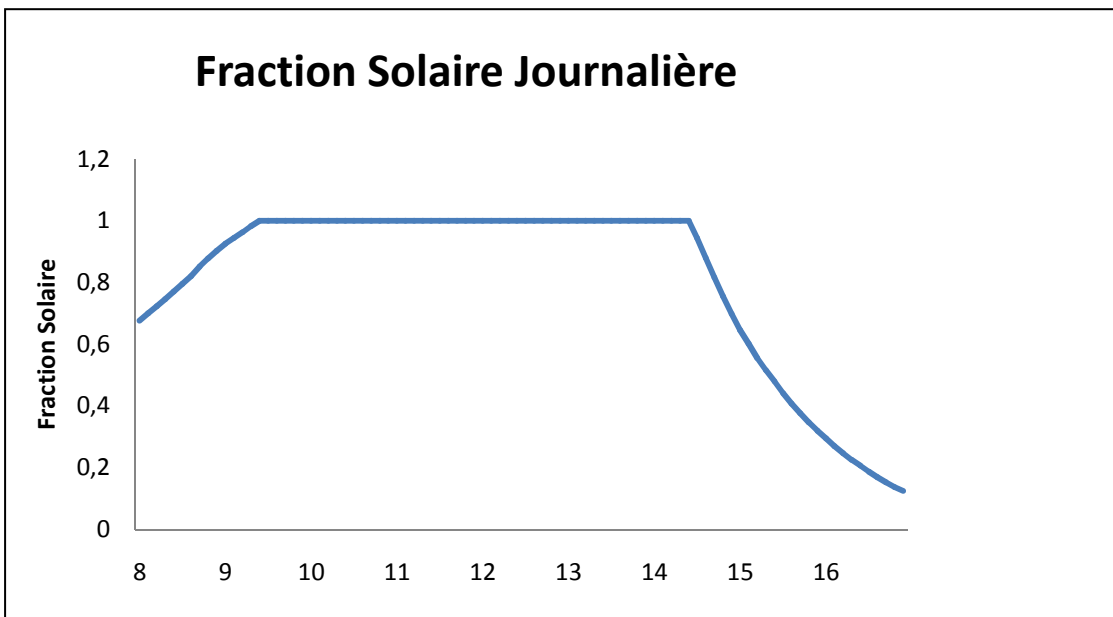


Figure 5.9 : Variation journalière de la fraction solaire le 17 Juillet à Bechar

Pour la fraction solaire, elle augmente dans la matinée et atteint la valeur de 1 c'est-à-dire 100% vers 9h30 quand l'intensité du rayonnement solaire est plus grande, la fraction solaire commence à régresser à partir de 14h30 quand commence la diminution de l'intensité du rayonnement solaire.

Pour la ville d'Alger et pour le même jour de l'année, l'évolution des températures est du même profil, cependant elle est différente sur le plan quantitatif, on remarque sur la figure 5.8 que la température de régénération se situe entre 60°C et 71°C de ce fait, la température à la sortie de la batterie solaire ne peut pas l'assurer comme représenté sur la figure 5.8 une telle température est plus grande si on la

compare au cas de la ville de Bechar qui se situe entre 46°C et 53°C, ceci conduit à une consommation excessive en énergie thermique.

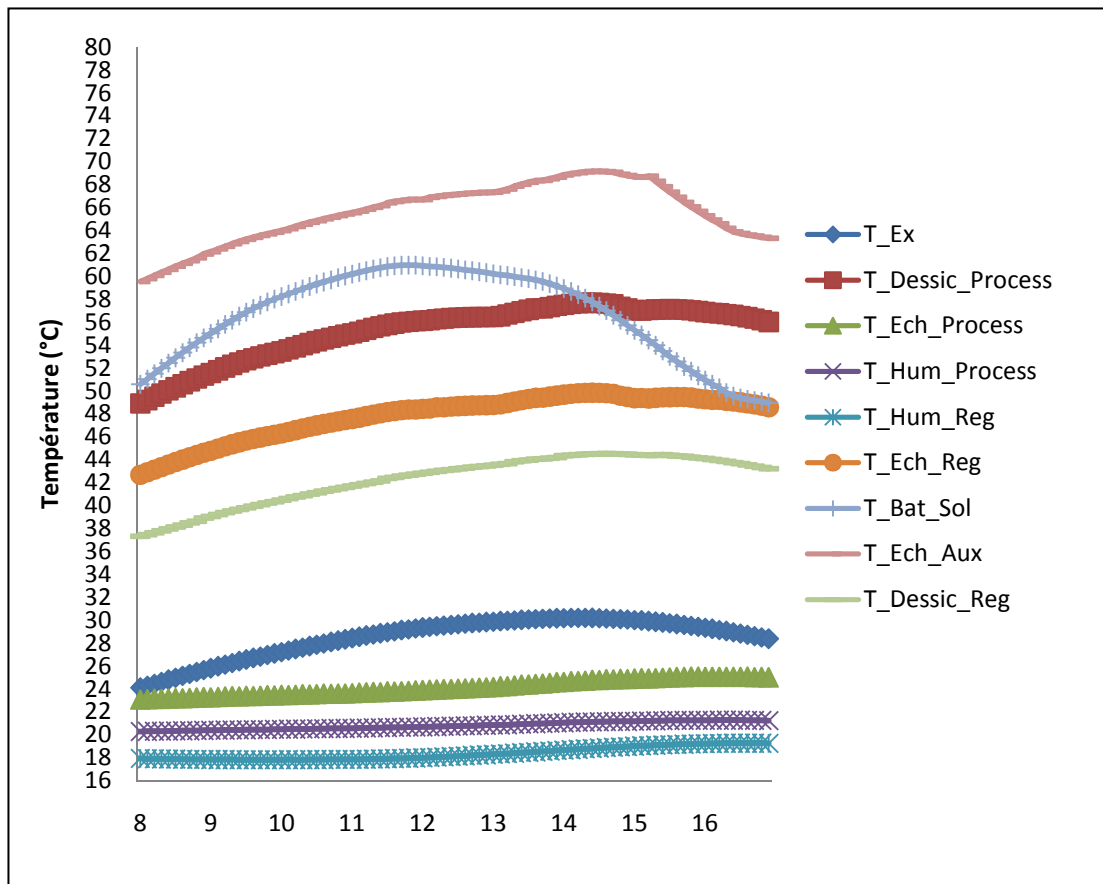


Figure 5.10 : Variation journalière des températures aux différents points du système à dessiccation solaire pour la ville d'Alger le 17 Juillet.

Un autre paramètre permettant la comparaison, c'est la température de l'air soufflé dans le local, elle est aux environs de 20°C et 21°C malgré que la température extérieure ne dépasse pas les 32°C, pourtant dans le cas de la ville de Bechar l'air est soufflé à une température de l'ordre de 17°C, ce constat confirme la performance considérable du système à dessiccation dans les climats secs.

Pour la fraction solaire, sa variation permet de voir qu'elle est nettement inférieure à celle de Bechar ; elle augmente dans la matinée pour atteindre une valeur maximale de 72% aux environs de 11h30 quand l'intensité du rayonnement solaire commence à être à son summum, ensuite elle commence à diminuer malgré que l'intensité solaire soit toujours élevée, ceci est dû au fait de l'augmentation de la température de régénération comme on le voit sur la figure ci-dessus, cette augmentation rend la batterie solaire loin de satisfaire les besoins en énergie thermique c'est pour cela que sa contribution diminue ce qui s'explique par la chute de la fraction solaire représentée sur la figure 5.11 .

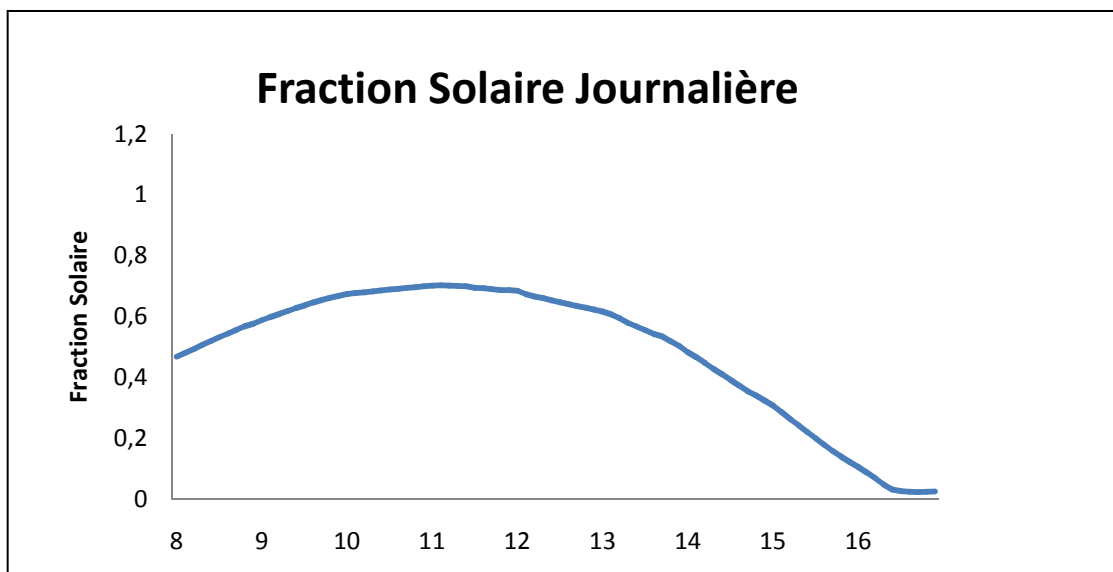


Figure 5.11 : Variation journalière de la fraction solaire à Alger.

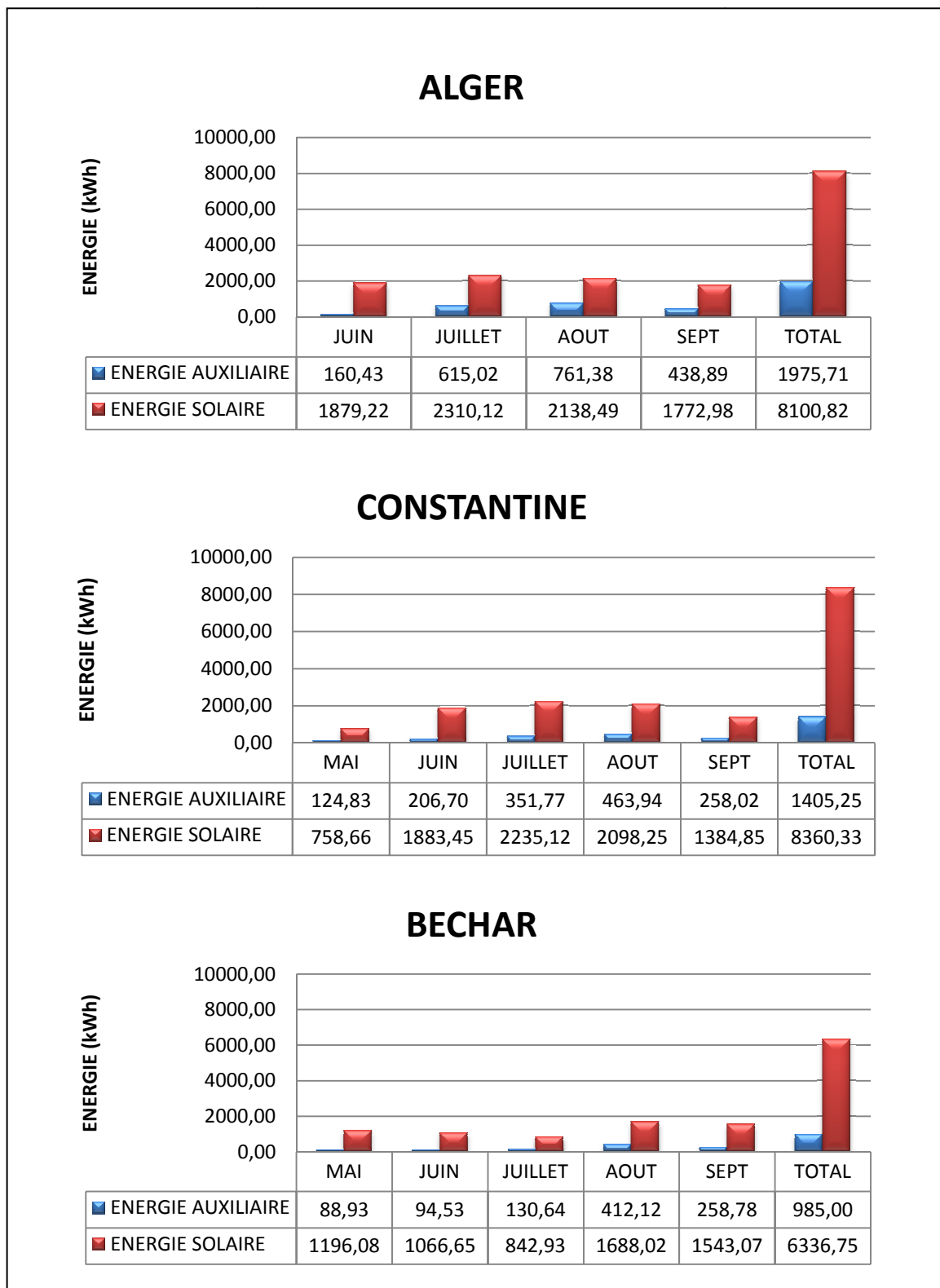


Figure 5.12 : Variation saisonnière de l'énergie solaire et l'énergie auxiliaire

La figure 5.12 présente la consommation en énergie thermique pour le système à dessiccation avec ses deux composantes solaire et auxiliaire, on remarque que pour Alger la consommation est plus grande par rapport au cas de l'absorption surtout pour l'énergie auxiliaire, la saison consomme 1975,71kWh d'énergie auxiliaire et 8100,82kWh d'énergie solaire contre 729,08 kWh et 3910 kWh pour l'absorption, à cette consommation s'ajoute la surface du capteur nettement supérieure qui est de 38m² contre 26 m² pour l'absorption, la plus grande valeur est enregistrée pour le mois de Juillet.

Pour Constantine la consommation totale est de 8360 kWh d'énergie solaire et 1405,25 kWh d'énergie auxiliaire contre 4716,61kWh et 809kWh, l'absorption est donc plus économique.

Pour la ville de Bechar les résultats sont différents on enregistre au total 6336,75kWh d'énergie solaire et 985 kWh d'énergie auxiliaire contre 6688,89 kWh et 972,03kWh, avec la plus basse valeur au mois de juillet on remarque que l'énergie thermique nécessaire est directement proportionnelle à la teneur en humidité absolue, en juillet à Bechar malgré que la demande en froid soit à son maximum et malgré que le système à absorption et celui de la compression mécanique demandent le maximum d'énergie, le système à dessiccation en demande le minimum, ceci s'explique par le fait que la roue dessiccante est réglée pour assurer une teneur en humidité égale à 5g/kg, la figure5.13 montre que pendant le mois de juillet elle est de l'ordre de 6 g/kg pendant la journée, donc l'air de process ne subit pas de mode dessiccant, le refroidissement alors est assuré par le mode humidification directe et indirecte d'où une consommation minimale en énergie thermique pour la régénération.

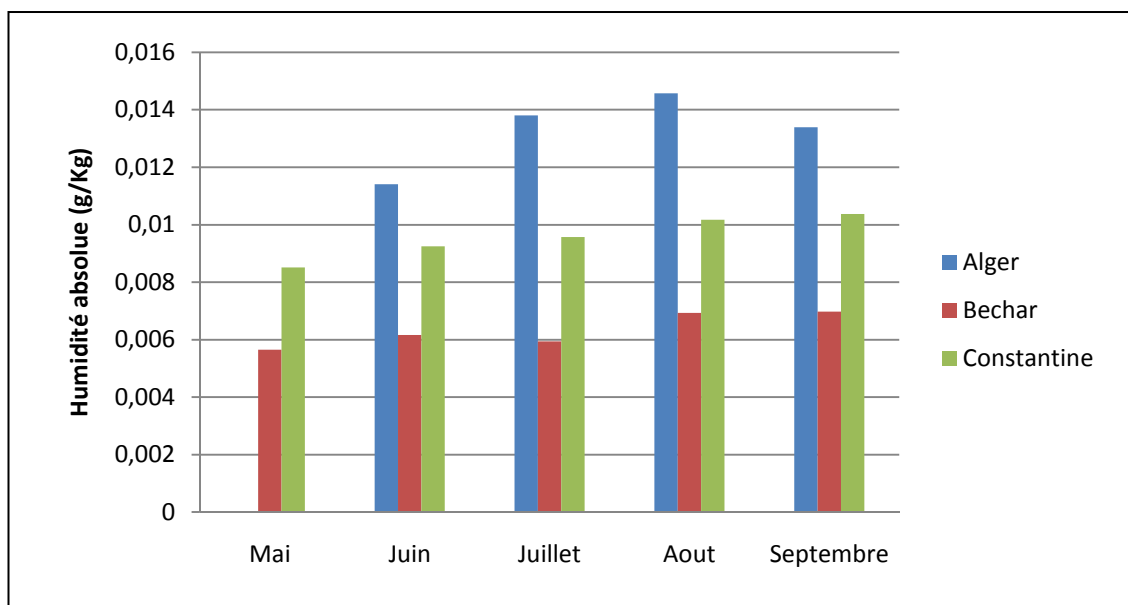


Figure 5.13 : Humidité absolue moyenne mensuelle enregistrée pendant la journée

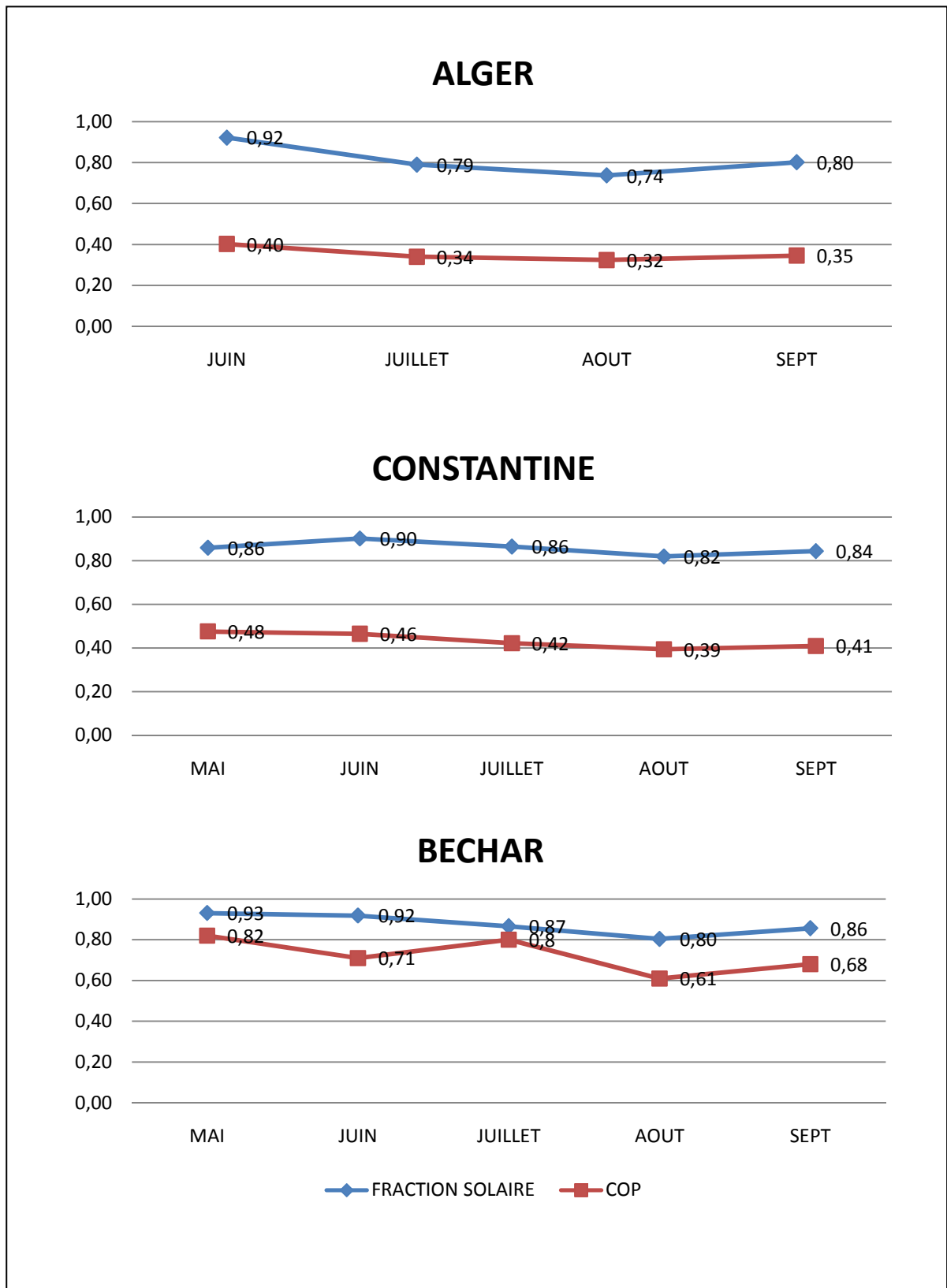


Figure 5.14 : Variation saisonnière de la fraction solaire et du COP pour la dessiccation

Sur la figure 5.14 on représente les variations saisonnières de la fraction solaire et du coefficient de performances pour le système à dessiccation solaire, pour la ville d'Alger et du fait de la grande consommation thermique, la fraction solaire se situe entre 75% et 92% elle est inférieure par rapport au cas de l'absorption, la grande consommation thermique conduit à l'insuffisance de l'énergie solaire donc plus d'énergie auxiliaire ce qui fait chuter la fraction solaire, le COP est entre 0,32 et 0,40 cette valeur est similaire à celle atteinte par Thibaut [26] il est de qualité médiocre comparée au cas de Constantine ou encore de Bechar.

A Constantine, la fraction solaire ne descend pas de 80% et sa variation est toujours influencée par la consommation et l'intensité du rayonnement solaire, elle connaît son maximum en mois de Juin, pour le COP il se situe entre 0,39 et 0,48 sa variation est inversement proportionnelle à la teneur en humidité absolue figure 5.13 et connaît son maximum en mois de juin.

Pour Bechar la fraction solaire est d'une valeur supérieure, sa chute en mois de Juillet s'explique par une légère diminution de l'intensité globale pendant le mois de Juillet, et pour le mois d'Aout c'est cause des charges et une légère élévation de l'humidité absolue ce qui provoque une consommation supplémentaire, pour le COP il est clair de constater qu'il est de qualité meilleure que celle d'Alger et même Constantine, sa plus grande valeur qui est de 0,8 coïncide avec la plus basse humidité absolue c'est-à-dire en mois de Juillet, on en déduit que la dessiccation est plus rentable dans les climats secs que dans les climats humides ou modérés.

5.3 Comparaison avec une installation conventionnelle

En vue de comparer la consommation énergétique des systèmes de climatisation solaires étudiés avec une installation conventionnelle nous avons choisi de simuler une installation contenant un groupe d'eau glacée à compression mécanique de vapeurs.

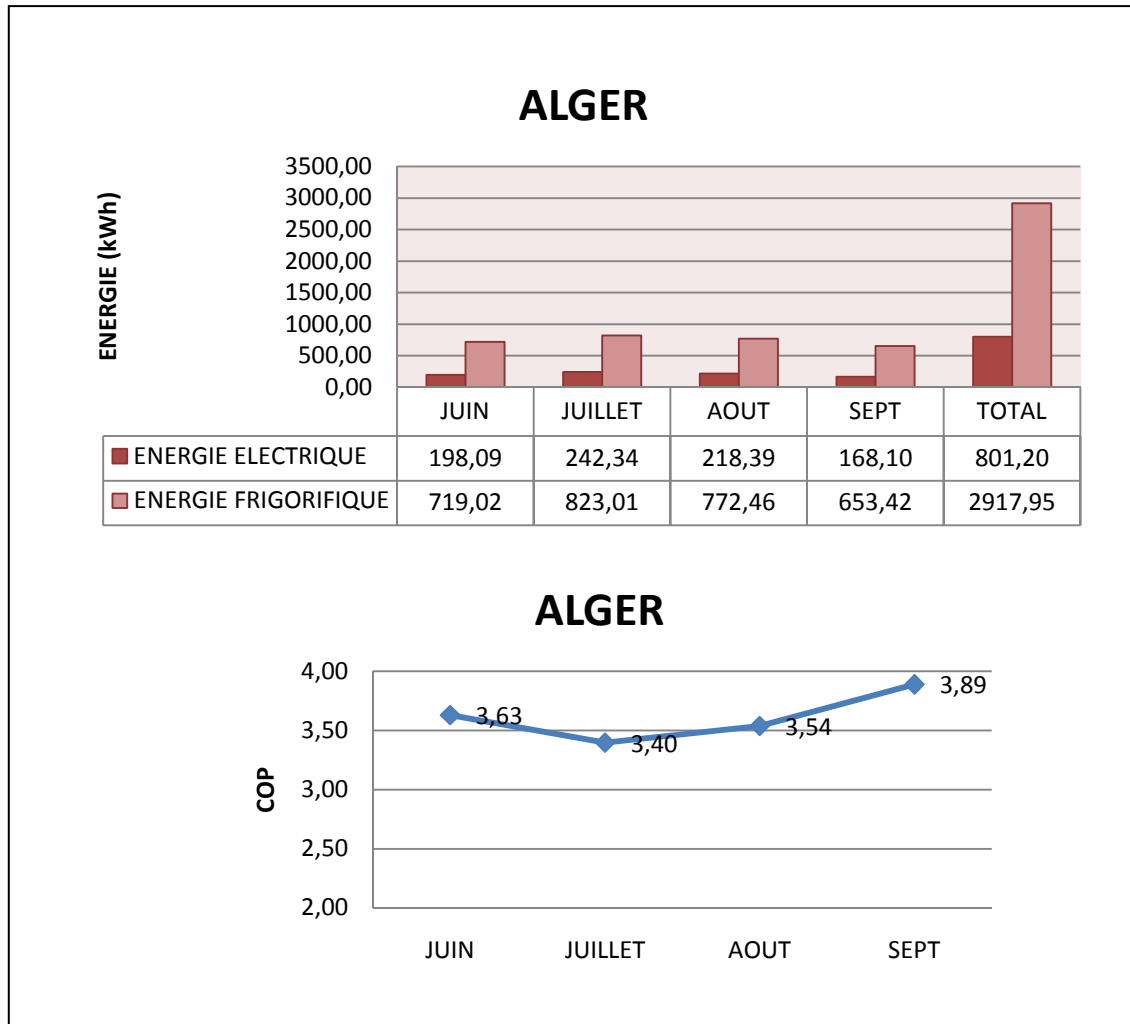


Figure 5.15 : Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville d'Alger

La figure ci-dessus représente la variation de l'énergie frigorifique produite ainsi que l'énergie électrique consommée au niveau du compresseur et leur rapport qui est le coefficient de performances pour la ville d'Alger, on remarque que la production frigorifique totale produite est de 2917,95 kWh donc elle est supérieure au cas de l'absorption qui est de 2850 kWh ou de la dessiccation à 2710 kWh ceci est dû au fait que la machine à compression mécanique est rapide dans la mise en régime et domine facilement les états transitoires, en ce qui est du coefficient de performance il est entre 3,40 et 3,89 proche du COP du constructeur qui est de 4, ces fortes performances sont dues aux conditions sous lesquelles travaille la machine en l'occurrence la température sèche extérieure qui est responsable de la qualité de refroidissement du condenseur car

un bon refroidissement du condenseur conduit à un plus grand sous refroidissement du fluide frigorigène à la sortie de celui-ci et donc une plus grande production frigorifique, contrairement aux tours de refroidissement dans lesquelles il y'a lieu de tenir compte plutôt de la température humide de l'air extérieur, le COP décroît en s'approchant du mois de juillet dans lequel sont enregistrés les plus hautes températures et croît au fur et à mesure que la température extérieure sèche diminue.

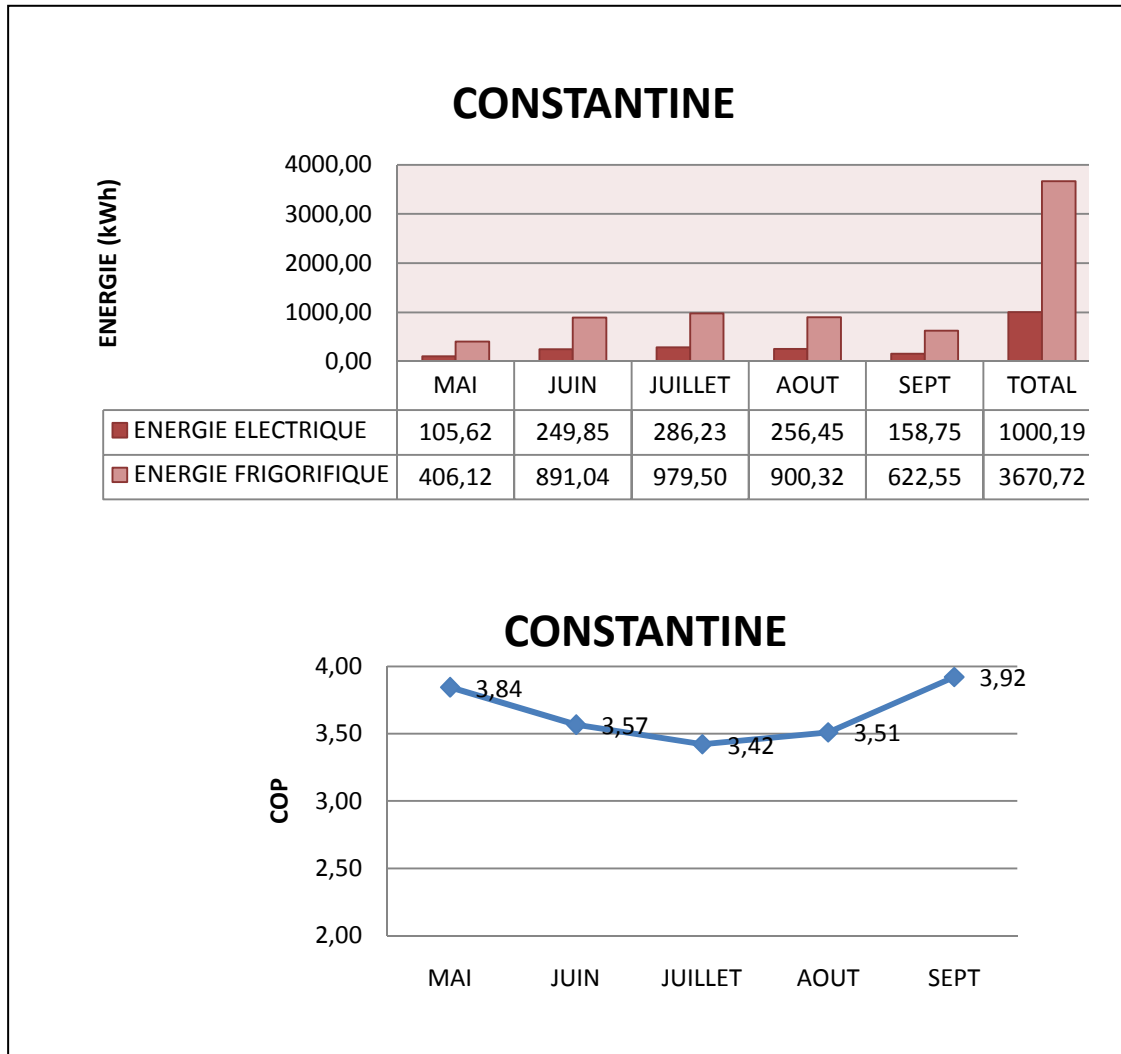


Figure 5.16 : Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville de Constantine

Pour Constantine (figure 5.16) le profil est similaire à celui d'Alger, et le COP varie de la même manière suivant les besoins frigorifiques et la température sèche de l'air extérieur.

À Bechar les performances du groupe à compression mécanique sont plus faibles, il est vrai que la production frigorifique est plus grande avec 5472,19 kWh contre 5131kWh pour le système à absorption, mais cette grande puissance frigorifique produite est accompagnée par une forte puissance électrique consommée et le rapport entre ces deux énergies qui est le COP est réduit par rapport aux cas d'Alger et Constantine à cause des conditions extérieures à savoir la température sèche de l'air refroidissant le condenseur, cette température élevée conduit à un faible refroidissement sensible donc ça entraîne une diminution du froid produit,

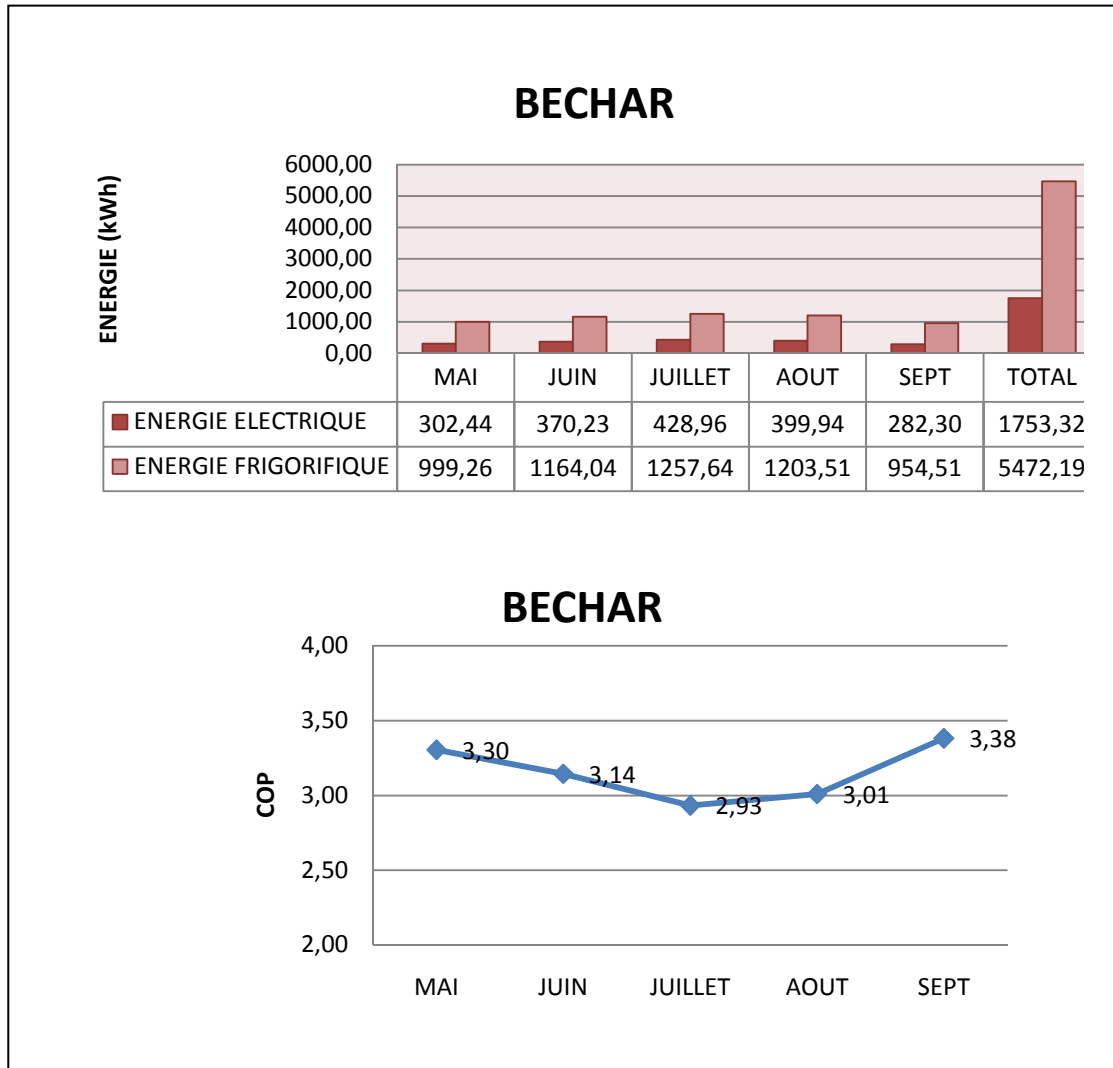


Figure 5.17 : Variation saisonnière de l'énergie électrique et frigorifique et du COP de l'installation conventionnelle pour la ville de Bechar

c'est pour cela que les valeurs du COP sont inférieures, pour un COP du constructeur de 4 on a 2,93 comme valeur plus basse en Juillet, et 3,38 comme valeur maximale au mois de Septembre.

5.4 Evaluation économique et environnementale

Après avoir présenté les différents résultats liés aux systèmes étudiés nous allons maintenant évaluer ces systèmes du point de vue économique et environnemental.

Du point de vue économique nous allons nous intéresser au coût d'énergie annuel sans aborder l'aspect investissement à cause de la non-disponibilité des prix détaillés des installations surtout pour le système à dessiccation malheureusement, l'évaluation se fait en estimant le prix du kWh égal à 1U, on introduit cette unité conventionnelle pour la complexité relative de la méthode d'estimation en Dinars faite par le fournisseur SONELGAZ. Pour le gaz naturel on peut considérer qu'un kWh d'énergie issue de combustion de gaz naturel peut être estimée à 1/6 le prix du kWh électrique dans le cas où la production de cette électricité se fait par combustion de gaz naturel ce qui est le cas pour l'Algérie [D5], donc le prix du kWh de gaz naturel vaut 0,166 U.

En ce qui concerne l'évaluation environnementale le critère intervenant est la quantité de CO₂ épargnée, les systèmes énergétiques dégagent des quantités de CO₂ à cause de la combustion directe de gaz naturel dans le cas des appareils thermiques auxiliaires et quand l'énergie utilisée est de l'électricité il s'agit de l'affect indirect quand celle-ci est produite dans des centrales à combustion de gaz naturel. On désigne par quantité de CO₂ épargnée en utilisant un système écologique, la quantité en CO₂ qu'on aurait pu dégager si l'on utilisait un système conventionnel.

1 kWh de combustion de gaz naturel dégage 0,205 Kg de CO₂ [D6] et 1kWh d'électricité en dégage 0,883 Kg si l'électricité est produite par combustion de gaz naturel [D5].

La figure 5.18 résume les quantités d'énergies payantes consommées pour chaque scénario dont les résultats ont déjà été discutées, ces énergies payantes sont le gaz naturel pour la combustion, et l'électricité utilisée dans les appareils annexes des installations à absorption et dessiccation et faisant l'objet d'énergie motrice pour les groupes d'eau glacées à compression mécanique.

Pour la ville d'Alger on voit que l'utilisation du système à absorption solaire couvre la consommation en une partie et nécessite 857,74kWh d'énergie thermique auxiliaire et 219,60kWh d'énergie électrique contre 2324,37 kWh et 91 kWh pour la dessiccation solaire il est évident que cette dernière consomme presque 3 fois plus que le système à absorption en énergie thermique, on en déduit alors que pour la même production frigorifique l'absorption est plus rentable et son utilisation est plus économique dans la ville d'Alger et les climats similaires autrement dit les climats humides, la compression mécanique consomme 801,20kWh d'électricité

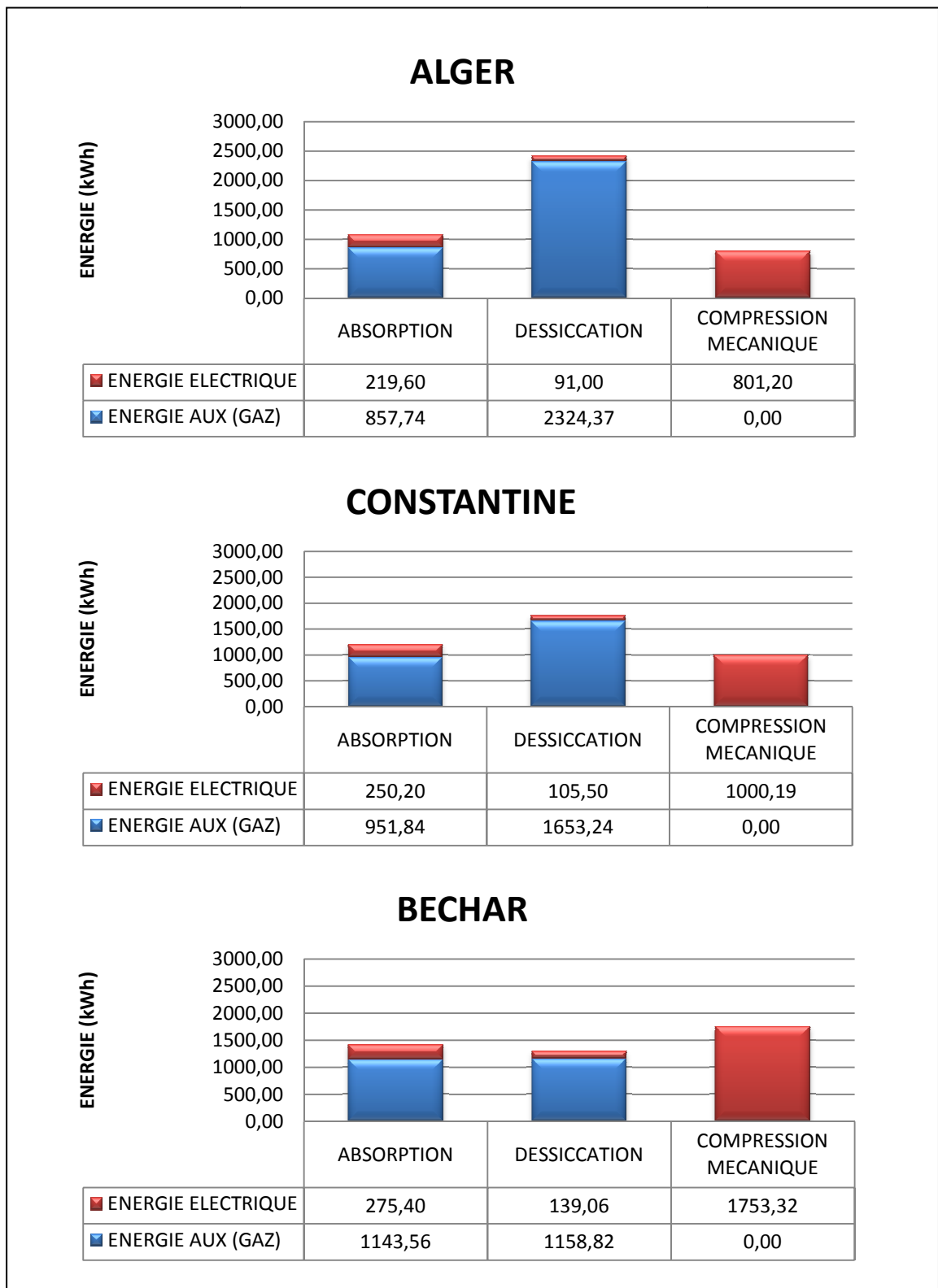


Figure 5.18 : Energie électrique et auxiliaire en gaz consommées

Pour la ville de Constantine, l'absorption consomme 951,84 kWh en gaz et 250,20 d'électricité, cette énergie est supérieure la dessiccation qui consomme 1653,24 kWh en gaz et 105 kWh d'électricité le paramètre définissant le système le plus économique est le coût, qui sera représenté dans la figure 5.20, l'énergie électrique en compression mécanique consomme 1000 kWh.

Pour la ville de Bechar le système à absorption consomme presque la même quantité en gaz (1143,56 kWh et 1158,82 kWh) cependant pour l'électricité l'absorption en consomme plus, pour la compression mécanique la consommation est nettement grande avec 1753 kWh contre 1000 kWh pour Constantine et 801 kWh pour Alger.

On peut également observer sur la figure 5.19 que les consommations excessives peuvent provoquer la chute du coefficient de performance.

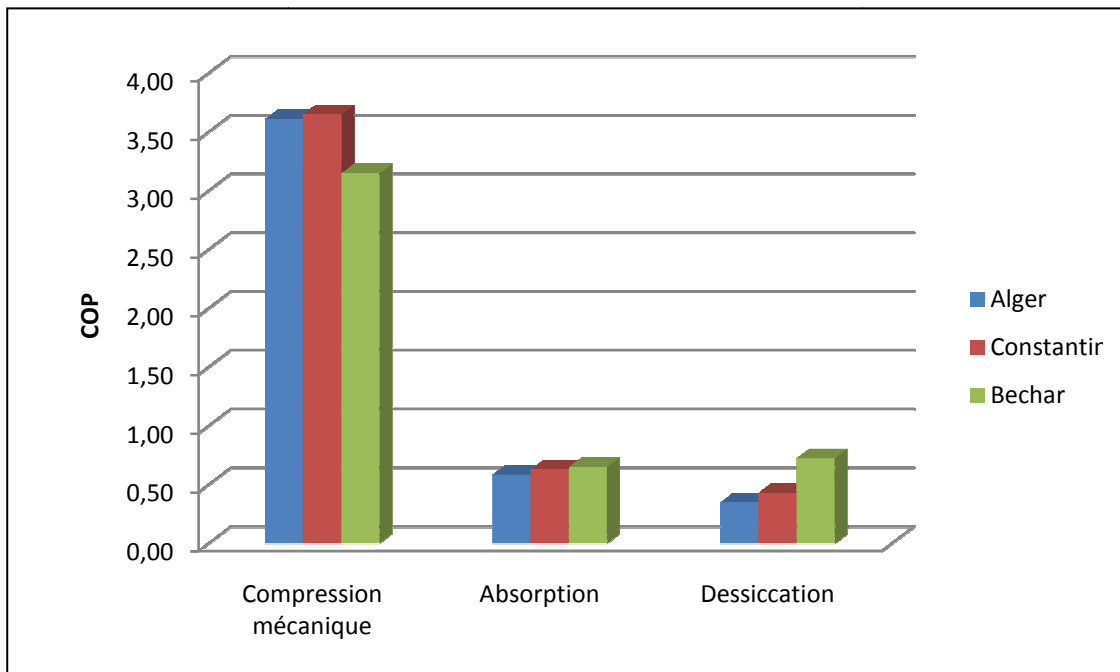


Figure 5.19 : Les coefficients de performances pour chaque système dans chaque ville

Economiquement parlant, et en facturant les énergies consommées pour les deux systèmes solaires ainsi que l'installation conventionnelle on obtient alors les coûts énergétiques saisonniers totaux pour chaque système c'est-à-dire gaz naturel brûlé plus électricité.

La figure 5.20 résume les coûts énergétiques pour chaque système en unité U et pour chaque ville, pour la ville d'Alger on voit que le système à absorption solaire est le plus économique du point de vue consommation, suivi par le système à dessiccation solaire malgré que celui-ci soit le système qui consomme le plus d'énergie en gaz naturel mais comme le prix de l'électricité est hautement élevé c'est alors le système conventionnel à compression mécanique qui consomme le plus.

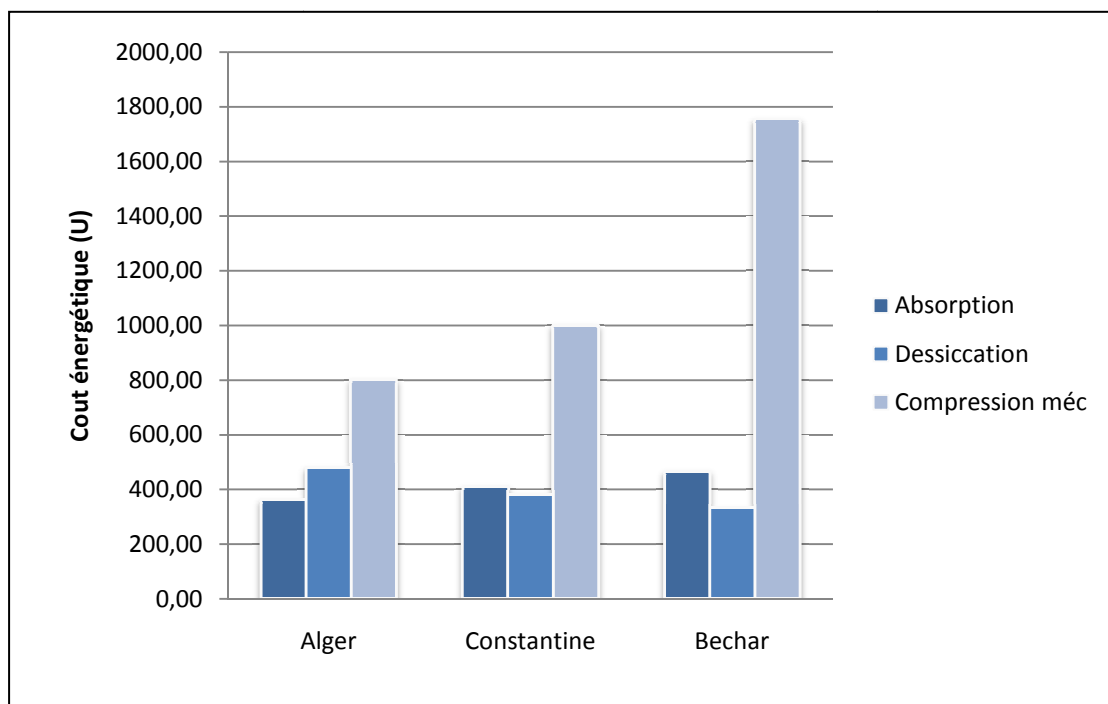


Figure 5.20 : Les coûts énergétiques pour chaque système dans chaque ville

Pour la ville de Constantine, les deux systèmes solaires ont presque les mêmes coûts énergétiques avec une légère préférence pour la dessiccation solaire, ce petit amortissement est du au fait que le système à dessiccation consomme moins d'électricité que le système à absorption c'est pour cela que ça se remarque en terme d'argent, même pour la ville d'Alger on remarque que le rapport entre l'énergie consommée par le système à absorption et celle consommée par le système à dessiccation n'est pas le même en terme d'argent car les coûts des deux énergies différent, cependant la compression mécanique consomme toujours le plus d'énergie.

Pour Bechar c'est le système à dessiccation solaire qui est le plus économique ceci est dû aux performances de ce système dans le climat de la ville comme on l'a déjà vu dans les résultats précédents, même par rapport aux deux autres villes le système à dessiccation est plus économique à Bechar qu'ailleurs, cela ne veut pas dire le contraire pour le système solaire à absorption qui peut également s'avérer intéressant grâce à son coût énergétique plus ou moins économique mais qui demeure supérieur à celui de la dessiccation, sinon pour le système conventionnel à compression mécanique il est évident de constater que c'est un grand consommateur d'énergie avec presque 6 fois le coût énergétique de la dessiccation.

Pour l'impact sur l'environnement on a choisi de représenter d'abord sur la figure 5.21 les quantités en Kg de CO₂ dégagées sur toute la saison suite à l'utilisation de chaque système.

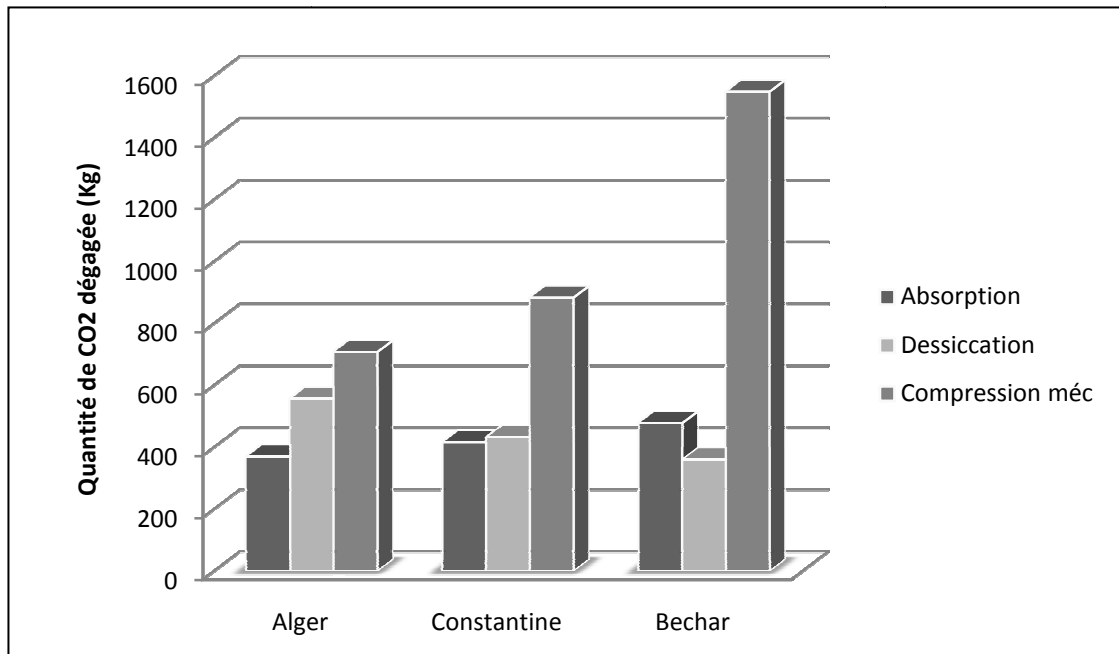


Figure 5.21 : La quantité de CO₂ dégagée par chaque système dans chaque ville

Pour Alger on remarque que l'absorption solaire est le système le plus écologique suivi par le système à dessiccation à cause de sa consommation en énergie plus que le premier, pour Constantine les deux systèmes solaires sont équitablement écologiques avec une pollution de 400 Kg de CO₂, à Bechar c'est le système à dessiccation solaire qui est le plus écologique avec une pollution saisonnière de 300 Kg de CO₂ dégagé, cependant le système à compression mécanique demeure le plus polluant pour les trois villes c'est d'ailleurs par rapport à lui qu'on définit les quantités de CO₂ épargnée pour les systèmes écologiques, cette quantification est illustrée sur la figure 5.22.

Cette dernière figure permet de définir le degré de contribution d'un système proposé dans la préservation de l'environnement en quantifiant la quantité en dioxyde de carbone épargnée.

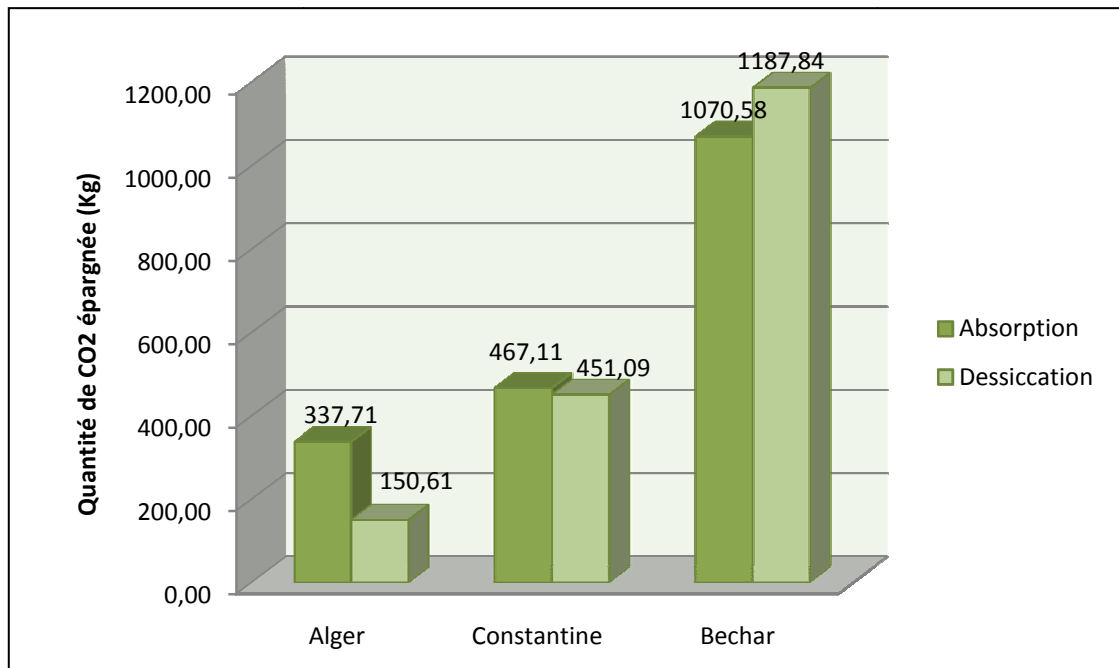


Figure 5.22 : La quantité de CO₂ épargnée grâce aux systèmes solaires

On remarque que moins le système consomme de l'énergie par rapport à un système conventionnel et moins il est polluant donc plus il est écologique c'est le cas ici pour les systèmes solaires à absorption et à dessiccation, on remarque que la quantité de CO₂ épargnée pour le système à absorption sur Alger est supérieure à celle de la dessiccation ceci peut s'expliquer par la consommation excessive de cette dernière par rapport à l'absorption, donc pour le climat humide le système à absorption est plus économique et plus écologique, pour la ville de Constantine les deux systèmes présentent les mêmes avantages en matière de coût énergétique ou de pollution.

Pour la ville de Bechar les deux systèmes sont écologiques mais le système à dessiccation solaire l'est plus, grâce auquel on peut épargner jusqu'à 1187,84 Kg de CO₂.

On peut retenir alors de ce dernier sous-chapitre que pour climatiser un local dans les climats humides, utiliser un système solaire à absorption est plus économique qu'une installation conventionnelle et même une solution solaire à dessiccation. Dans un climat modéré les avantages sont identiques des points de vue économie d'énergie ou surtout écologiques, cependant pour les climats secs l'utilisation des systèmes solaires à dessiccation est de loin la plus performante, la plus économique, et la plus écologique.

Conclusion

Dans ce travail nous avons contribué à l'étude économique et environnementale des installations de climatisation solaire couplées au climat Algérien, dans le premier et deuxième chapitres nous avons présenté ces différents systèmes ainsi que les mécanismes d'évaluation de l'énergie motrice principale qui est l'énergie solaire, ensuite dans le troisième chapitre la modélisation mathématique des équipements de chaque système à été faite en présentant les différentes équations gouvernantes pour permettre de faire des simulations qui sont décrites dans le quatrième chapitre et exécutées sous l'environnement TRNSYS.

Les résultats de simulation présentés dans le dernier chapitre ont permis d'évaluer les performances des systèmes étudiés ainsi que les coûts énergétiques correspondants et l'impact sur l'environnement, il a été trouvé suivant ces deux derniers paramètres d'évaluation que les installations de climatisation solaire sont une solution très attirante surtout dans le climat Algérien où l'ensoleillement est d'une forte intensité. Ceci fait alors de ces solutions une alternative fortement prometteuse aux installations conventionnelles à compression mécanique qui, malgré leurs fortes performances énergétiques demeurent un grand consommateur d'énergie fossile et un grand polluant à cause des forts dégagements de CO₂ comme on vient de voir dans le résultat de simulation d'une telle installation, en plus du CO₂ s'ajoute la pollution due aux fluides frigorigènes.

Pour la compatibilité des procédés de climatisation solaire étudiés avec le climat Algérien, nous avons constaté que la solution utilisant le système à absorption est performante dans tous le climat algérien avec une légère supériorité dans le climat sec, cependant pour la solution à dessiccation solaire elle est très performante dans le climat sec, moyennement performante dans le climat modéré, et d'une qualité médiocre dans le climat humide comme ça a été expliqué dans le cinquième chapitre.

Une autre constatation est que l'environnement de simulation TRNSYS est un outil très performant grâce à sa prise en charge des bases de données météo ses modèles d'équipements précis et validés.

En fin, savoir maîtriser l'énergie c'est avant tout savoir en faire des économies en réduisant la consommation, on recommande pour cela l'adoption de la politique des bâtiments low energy (bâtiments à basse consommation d'énergie) grâce à l'isolation thermique, les appareils électriques économique, les masques de fenêtres et le reste des solutions, à cela s'ajoute l'utilisation des énergies renouvelables et notamment l'énergie solaire thermique qui s'est montrée très utile dans le domaine de la climatisation qui consomme la plus grande fraction d'énergie dans le bâtiment.

L'utilisation rationnelle de l'énergie est indispensable en Algérie, un pays qui a de grandes réserves en pétrole et en gaz naturel et ayant la troisième réserve mondiale en gaz de schiste, et avec l'ensoleillement intense et la grande surface disponible le recours à l'énergie solaire permettrait de préserver les réserves en énergie fossile pour assurer une longue prospérité financière pour les générations futures.

Bibliographie

- [1] AHMED HAMZA H. ALI, PETER NOERES, CLEMENS POLLERBERG. : Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy* 82 (2008) 1021–1030.
- [2] DUFFIE J.A. AND BECKMAN W.A., 1991: *Solar Engineering of Thermal Processes – Second Edition*, Wiley-Interscience, New York
- [3] ASHRAE, 2003 - Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors, ASHRAE, Atlanta
- [4] BERHANE H. GEBRESLASSIE, GONZALO GUILLÉN-GOSÁLBEZ, LAUREANO JIMÉNEZ, DIETER BOER.: A systematic tool for the minimization of the life cycle impact of solar assisted absorption cooling systems. *Energy* 35 (2010) 3849e3862
- [5] BESSEMOULIN P. , OLIVIERI J. , *Le rayonnement solaire et sa composante*
- [6] BOULKAMH MOURAD : contribution a l'étude, la simulation et l'analyse des pompes a chaleur assistées par l'énergie solaire thèse de magistère en génie climatique 2010
- [7] BRAUN, J.E.: *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*, Ph. D. Thesis, University of Wisconsin - Madison, 1988
- [8] CHIBA YOUNES - Etude de l'utilisation d'un bassin d'eau comme capteur solaire – Thèse de magistère en Génie Climatique – Université Mentouri de Constantine 2005
- [9] CHOGHI MOHAMED LAMINE : simulation et étude comparée de cycle a absorption (H₂O/LiBr) a usage de froid, thèse de Magistère en Génie Climatique 2010.
- [10] COURTNEY EDWARDS : Performance Assessment of Solar Absorption Cooling for Ontario Housing – Master thesis Carleton University, 2009
- [11] DONG LA, YANJUN DAI , YONG LI, TIANSHU GE, RUZHU WANG: Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning. *Solar Energy* 85 (2011) 2997–3009
- [12] HOWE, R.R.: *Model and Performance Characteristics of a Commercially-Sized Hybrid Air Conditioning System Which Utilizes a Rotary Desiccant Dehumidifier*. MS Thesis, university of Wisconsin – Madison, 1983.
- [13] JURINAK, J.J.: *Open Cycle Desiccant Cooling – Component Models and System Simulations*, PhD Thesis, University of Wisconsin – Madison, 1982.

- [14] K.T. WITTE, J.ALBERS, M.KRAUSE, M.SAFARIK, F.BESANA, W.SPARBER: Absorption chiller modeling with TRNSYS-requirements and adaptation to the machine EAW Wegracal SE15. In: Proceedings of International Congress on Heating, Cooling, and Buildings, Portugal, 2008.
- [15] KALOGIROU SOTERIS: Solar Energy Engineering ; Process and systems 1st ED, P.cm.
- [16] KLEIN, S.A.: A Design Procedure for Solar Heating Systems, Ph.D. Thesis, Department of Chemical Engineering, University of Wisconsin-Madison, (1976)
- [17] MING QU ,HONGXI YIN, DAVID H. ARCHER.: A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design. Solar Energy 84 (2010) 166–182
- [18] MITCHELL, J.W. AND J.E. BRAUN: Design, Analysis, and Control of Space Conditioning Equipment and Systems, 1997.
- [19] MOHAMAD JIHAD ALMSHKAWI: Modeling and Assessing an Efficient Building with Absorption Chillier for Two Different Climates in MENA Region – Master Thesis
- [20] NAPOLEON ENTERIA , HIROSHI YOSHINO, AKASHI MOCHIDA, RIE TAKAKI , AKIRA SATAKE ,RYUICHIRO YOSHIE , TERUAKI MITAMURA , SEIZO BABA : Construction and initial operation of the combined solar thermal and electric desiccant cooling system. Solar Energy 83 (2009) 1300–1311
- [21] PABLO BERMEJO, FRANCISCO JAVIER PINO, FELIPE ROSA. Solar absorption cooling plant in Seville. Solar Energy 84 (2010) 1503–1512
- [22] PIETRO FINOCCHIARO, MARCO BECCALI, BETTINA NOCKE: Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers. Solar Energy 86 (2012) 608–618
- [23] SCHULTZ, K.J.: The Performance of Desiccant Dehumidifier Air-Conditioning Systems Using Cooled Dehumidifiers. MS Thesis, University of Wisconsin – Madison, 1983
- [24] SIMPSON, W.M. AND SHERWOOD, T.K.:Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers. Refrigerating Engineering, December, 1946.
- [25] T. TSOUTSOS, E. ALOUMPI, Z. GKOUSKOS, M. KARAGIORGAS. : Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital. Energy and Buildings 42 (2010) 265–272
- [26] THIBAUT VITEE : Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d’une stratégie de régulation du système – INSA Lyon – thèse de doctorat
- [27] Ultraviolette, La Météorologie. 8eme série N° 31 (2000) p42-59.
- [28] URSULA EICKER :Solar Technologies For Buildings. University of Applied Sciences, Stuttgart, Germany
- [29] YEHUAN CHEN ET AL: comparison of different solar assisted energy systems for a large scale office building - 3rd international conference solar air-conditioning, Palermo, 30th – 2nd October 2009
- [30] www.wikipedia.com
- [31] P. BOURDOUKAN ,*, E. WURTZ , P. JOUBERT : Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation. Solar Energy 83 (2009) 2059–2073
- [32] CHADI MAALOUF : Étude du potentiel de rafraîchissement d’un système évaporatif à désorption avec régénération solaire. Thèse de doctorat.

DOCUMENTS:

- [D1] ACTAES EDITIONS (Lyon) : Guide de la climatisation
- [D2] ALTENER PROJECT - guidelines for solar cooling feasibility studies & analysis of the feasibility studies – may 2005
- [D3] DTR :Document Technique Réglementaire (CNERIB)
- [D4] Documentation TRNSYS 16
- [D5] Etude drd
- [D6] Norme 19572 (CNERIB)

LOGICIELS:

TRNSYS 16 + Bibliothèque TESS

Microsoft Excel

ANNEXES

ANNEXE A

Les diagrammes utilisés dans les systèmes étudiés

A.1 Diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption

A.2 Diagramme psychrométrique utilisé en dessiccation

A.3 Caractéristiques du matériau dessiccant

A.1 Diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption

Les deux diagrammes utilisés dans les systèmes à absorption sont le diagramme d'Oldham et le diagramme de Merkel.

A.1.1 Le diagramme d'Oldham

C'est sur ce diagramme qu'on peut lire les pressions aux différents points de l'installation ainsi que les concentrations en eau (fluide frigorigène) et en bromure de lithium, en abscisse on a les températures et en ordonnées on peut lire les pressions, les concentrations X sont en axe orthogonal comme on le voit sur la figure A.1

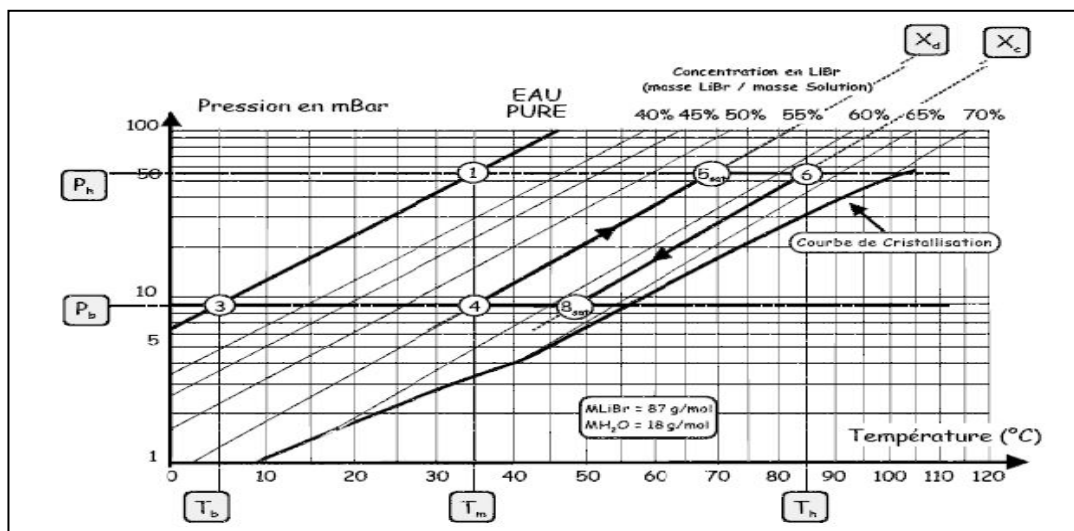


Figure A.1 : Diagramme d'Oldham [9]

C'est sur la courbe 100% eau que se déroule le parcours du fluide frigorigène à l'état pur, du début de la condensation jusqu'à la fin de l'évaporation caractérisés par les points 1,3 correspondant chacun à la haute et basse pressions, l'eau arrivée à l'absorbeur se mélange avec le bromure de lithium à basse pression l'absorption est exothermique ce qui s'explique par l'élévation de la température on se trouve donc sur

le point 4, le pompage de la solution riche en eau se fait à concentration constante jusqu'au point 5, la chaleur reçue par le générateur permet d'élever la température à pression constante on est donc au point 6 la solution pauvre retourne ensuite dans l'absorbeur après être passée par le détendeur ce qui conduit au point 8.

A.1.2 Le diagramme de Merkel

Le diagramme de Merkel est complémentaire à celui d'Oldham, il permet de mieux étudier le système à absorption en fournissant les informations sur les enthalpies et les températures en chaque point de l'installation, il est paramétré en pression et température pour la solution et en pression pour la vapeur, il suffit de placer les points 1,3,4,5,6,8 qu'on venait de voir.

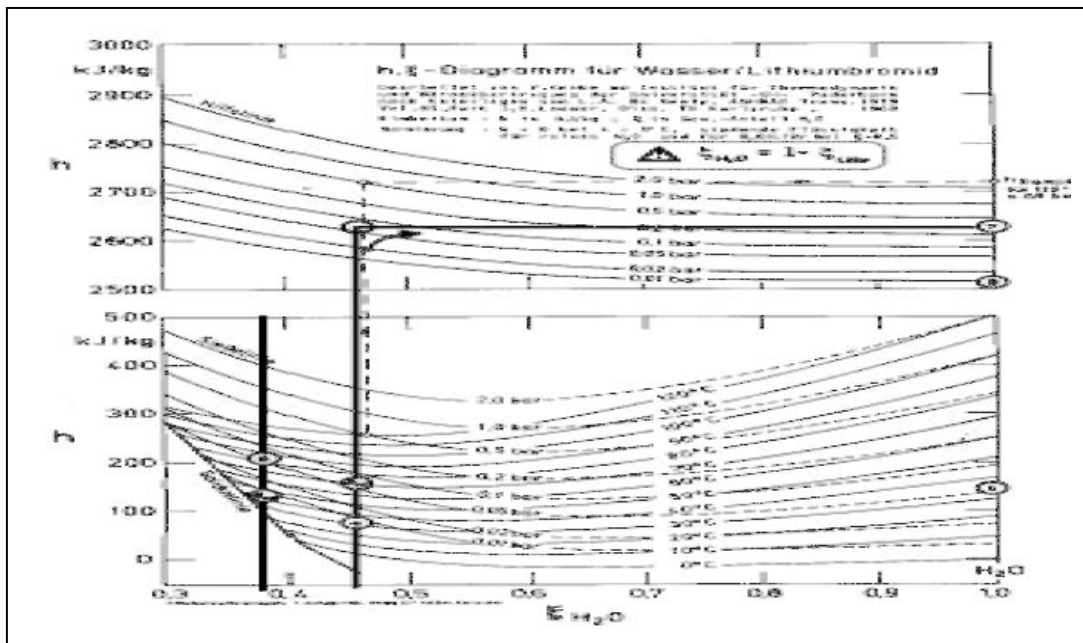


Figure A.2 : Diagramme de Merkel [9]

A.2 Diagramme psychrométrique utilisé dans en dessiccation

La production du froid par dessiccation s'appuie sur les propriétés de l'air humide, donc le diagramme psychrométrique (diagramme de l'air humide) suffit à décrire les différents points d'une installation à dessiccation, l'air de process ainsi que celui de régénération subissent des évolutions marquées par des transferts de chaleurs sensibles et latents à travers les différents points.

La figure A.3 illustre ces évolutions en analogie avec les points de l'installation.

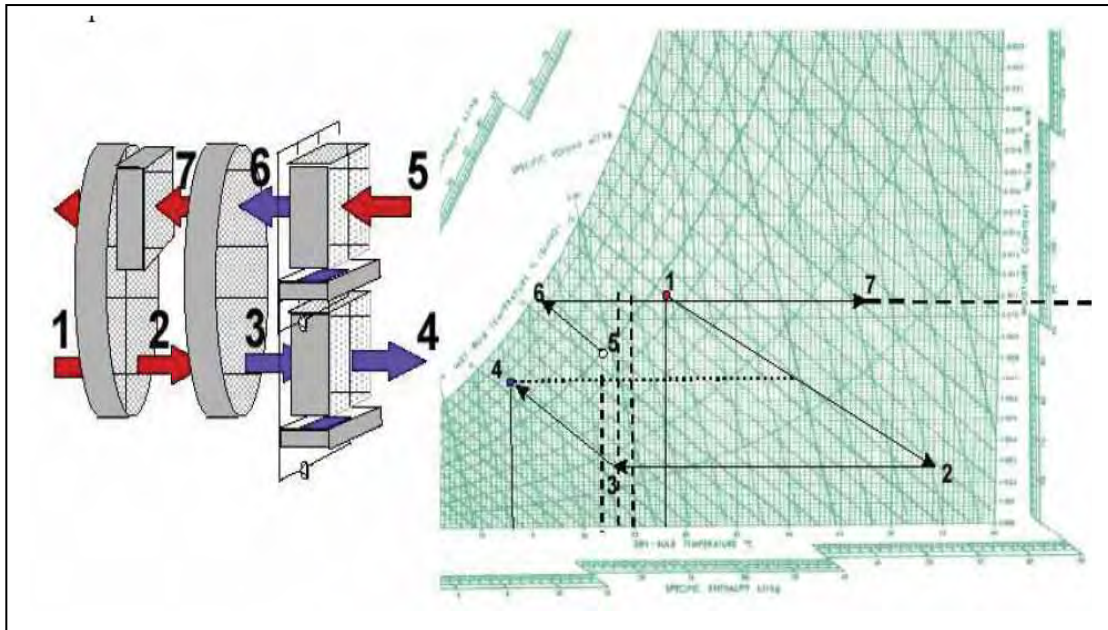


Figure A.3 : Représentation du cycle à dessiccation sur le diagramme psychrométrique [32]

A.3 Caractéristiques du matériau dessiccant

A une échelle microscopique, si on observe un échantillon de matériau dessiccant (du Sélica gel à titre d'exemple) on peut voir l'existence d'une irrégularité des surfaces qui est causée par la présence de pores et autres imperfections qui créent une surface appelée surface développée et ,on définit la surface spécifique comme étant la surface développée par gramme de matériau [26].

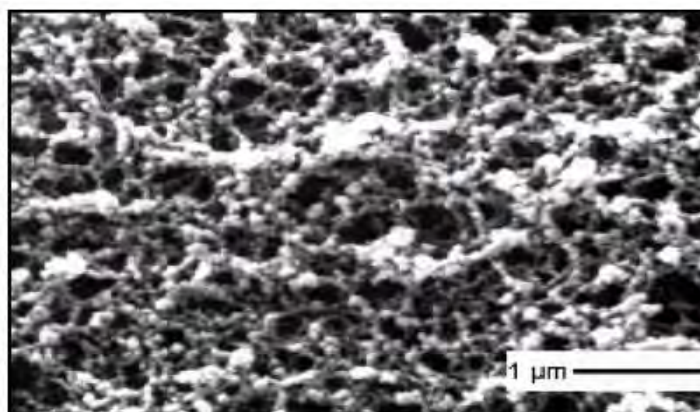


Figure A.4 : Vue microscopique d'un échantillon de Sélica-Gel [26]

La surface spécifique est de l'ordre de 100 à 1000 m²/g [26]. La fixation des molécules d'eau sur la première couche se fait grâce à l'interaction à faible intensité. Plus la teneur en eau est grande et plus l'eau se fixe sur la couche initiale, en fin Pour une teneur en eau très grande l'eau se fixe à l'intérieur des pores et se condense.

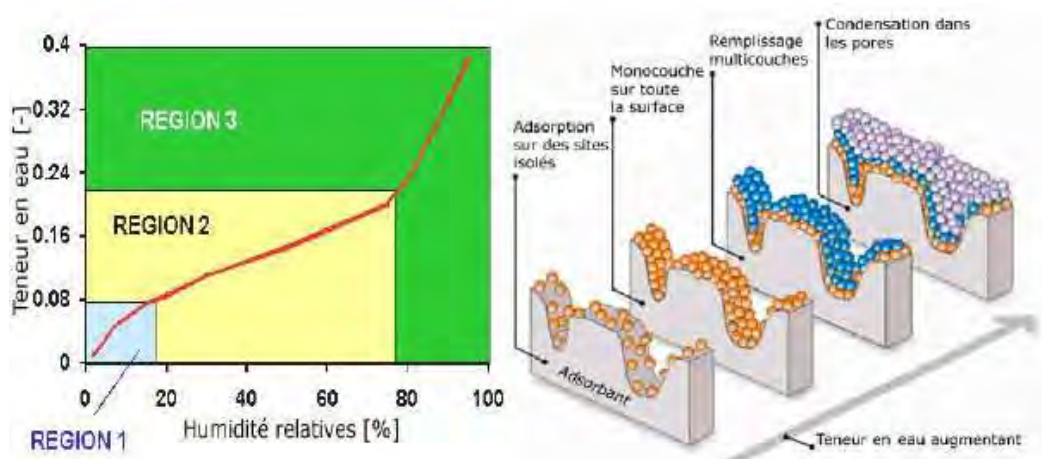


Figure A.5 : Vue schématique du phénomène d'adsorption [26]

ANNEXE B

Description du bâtiment étudié

B.1 Architecture du bâtiment

B.2 Occupation et charges internes

B.3 Infiltrations et ventilation

B.1 Architecture du bâtiment

Le bâtiment étudié est d'une surface de 200m^2 avec une hauteur de 3m par étage et qui s'étend sur deux étages, il est de type administratif et est composé d'une salle de réunion, de 5 bureaux et d'une salle d'attente, le plan des deux étages a été exposé dans le chapitre 4, on considère que tous les locaux sont à la même température et que tout le bâtiment est pris pour une mono-zone, donc les apports par parois ne viennent que de l'extérieur, les murs extérieurs sont constitués de brique creuse de 15 cm, lame d'air de 5 cm, brique creuse de 10 cm et enduit de 1,5 cm et revêtement extérieur en ciment 1,5 cm $U = 1,12 \text{ W/m}^2\text{°C}$, le plancher est sur vide sanitaire $U = 0,275 \text{ W/m}^2\text{°C}$, terrasse avec polyuréthane et étanchéité $U = 0,319 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$, les fenêtres sont de type simple vitrage $U = 3\text{W/m}^2\text{°C}$ avec menuiserie en aluminium $U = 4\text{W/m}^2\text{°C}$ avec un facteur solaire de 0,71.

B.2 Occupation et charges internes

Le bâtiment est occupé chaque jour de 8 h à 17 h sans compter la pause-déjeuner ainsi que les weekends afin de simplifier la considération le profil d'occupation est le suivant :

1 personne par bureau, 50 personnes pour la salle de réunion, et 8 personnes pour la salle d'attente ce qui fait au total 63 personnes.

Pour l'éclairage on considère une puissance de 14W/m^2 .

Les ordinateurs et l'ensemble des appareils sont d'une puissance de 150 W/personne.

B.3 Infiltrations et ventilation

Le taux d'infiltration a été pris selon la norme RT2000 qui l'estime à $1,2 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ pour les immeubles de bureaux.

Le taux de ventilation est estimé quant à lui à $18 \text{ m}^3/\text{h}$ et par personne.

ANNEXE C

Vue sur le simulateur TRNSYS

Le simulateur TRNSYS s'appuie sur le principe de la simulation dynamique c'est-à-dire qu'il tient compte de la variation du temps, son environnement est composé d'un espace de travail, les barres d'outils et de la bibliothèque des modèles sous forme d'icônes placées dans des fichiers dans l'onglet Library l'insertion des modèles dans l'espace de travail se fait par glissement avec le curseur.

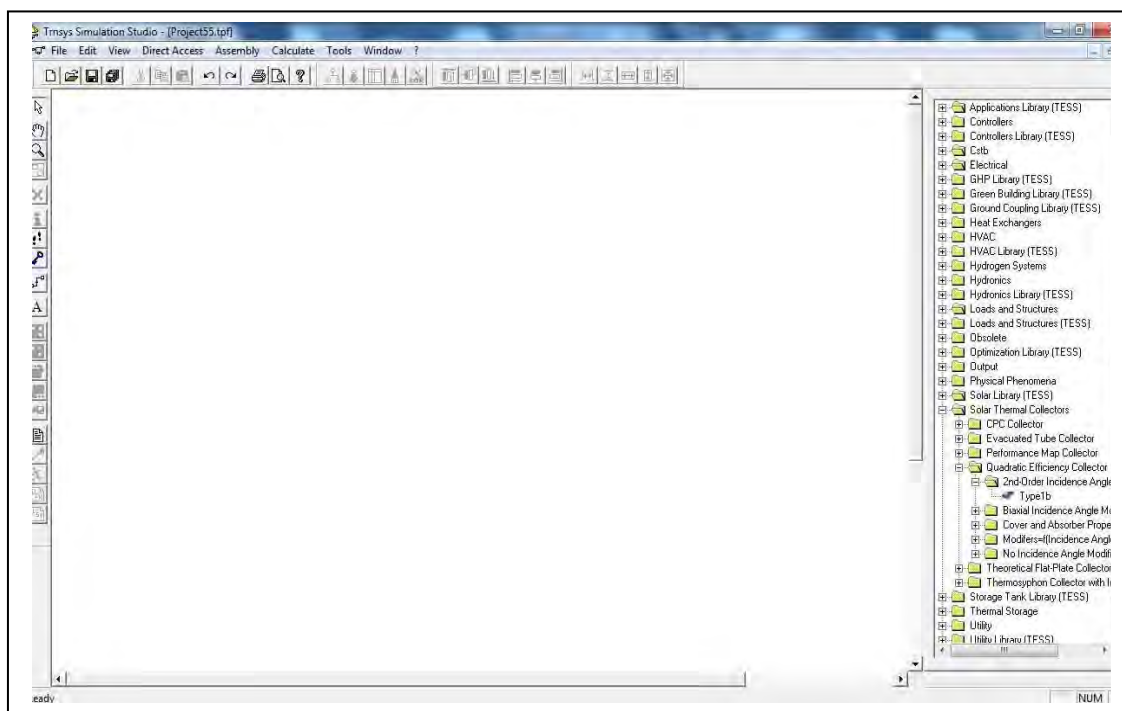


Figure C.1 : Espace de travail de TRNSYS

Une fois l'icône du modèle appelé «type » est inséré on peut modifier ses paramètres par exemple la puissance d'une machine, les coefficients de déperditions dans un capteur..., les modèles sont liés entre eux par des flèches, si on fait un double clic de la souris on pourrait gérer les entrées sorties, il existe des outils de sortie finaux tels que l'afficheur de graphe, ou l'intégrateur et l'imprimante qui exporte les données dans un fichier externe, mais aussi des entrées qui lisent leurs données sur un fichier telles que les fichier météo, pour gérer les paramètres de simulations tels que le début et la fin de simulation ainsi que le pas horaire on clic sur l'icône « control cards », on peut également insérer des icones « équation » pour traiter des données par exemple additionner des débits, calculer un rendement...

Sur la figure C.2 on peut voir un fichier un collecteur qui tire ses entrées d'un fichier météo et qui ensuite affiche sa température de sortie ainsi que le débit sur un afficheur de graphe.

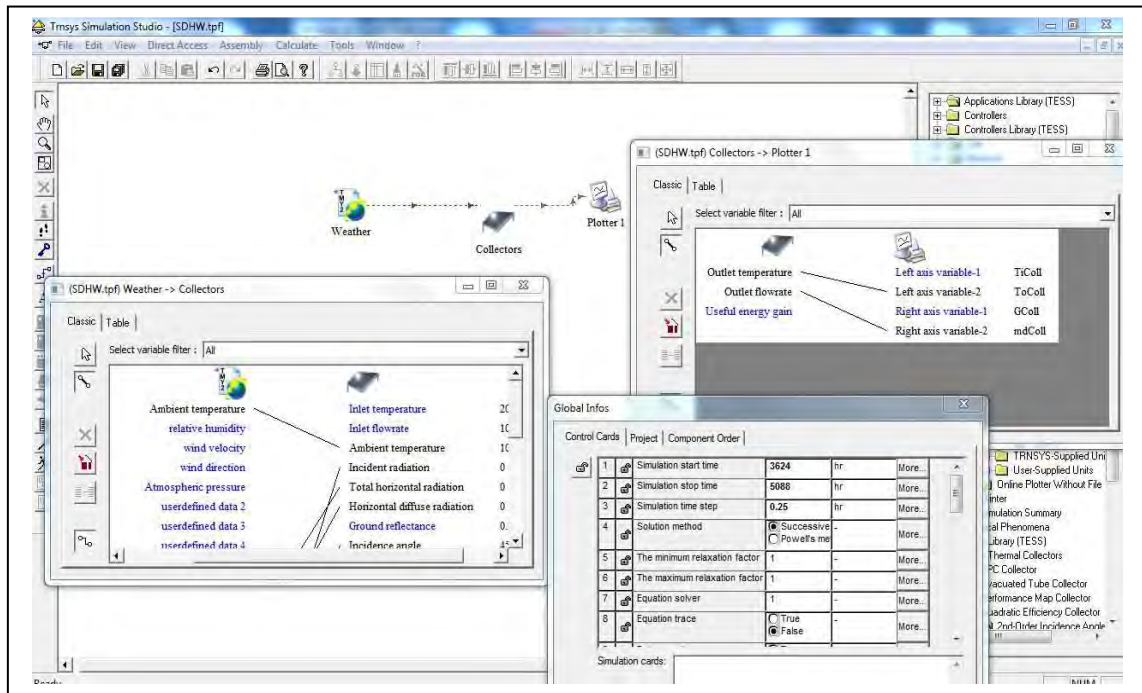


Figure C.2 : Liens entrée-sortie entre modèles et fenêtre de paramètres de simulation

TRNSYS contient tant d'autres fonctionnalités mais nécessite une bonne compréhension afin de pouvoir l'exploiter correctement et savoir surtout gérer les erreurs qui surviennent à chaque fois, méthodiquement il est recommandé de se référer au manuel d'utilisation contenu dans la documentation qui accompagne le logiciel.

Résumé

Le but de ce travail est d'étudier l'intégration des systèmes de climatisation solaire dans le climat Algérien et d'évaluer les bénéfices économiques et environnementaux.

Pour cela nous avons fait appel à la simulation dynamique de deux systèmes de climatisation solaire à savoir le système à absorption et le système à dessiccation, la simulation a été faite dans l'environnement de TRNSYS, qui nous a permis d'exploiter des fichiers de données météorologiques des villes d'Alger, Constantine, et Bechar correspondant respectivement à un climat chaud et humide, un climat chaud ayant une humidité modérée et un climat chaud et sec. Et vu que la proposition de ces systèmes vise à remplacer les installations conventionnelles à compression mécanique nous en avons alors simulé une, qui contient un groupe d'eau glacée.

Le couplage des systèmes abordés a été fait avec un bâtiment administratif occupé de 8h à 15h à fin de créer des charges thermiques à vaincre.

Les résultats obtenus ont été exposés sous une forme mensuelle le long de la période de climatisation pour chaque ville avec un exemple de profil journalier pour chaque système solaire, nous avons également étudié la compatibilité de chaque couplage système/climat et en tiré des conclusions, et finalement nous avons estimé le cout énergétique pour chaque système ainsi que l'impact sur l'environnement en définissant les quantités en CO₂ épargnées pour chaque système proposé.

Mots clefs :

Climatisation solaire, absorption, dessiccation, énergie solaire thermique, TRNSYS, fraction solaire, coefficient de performance.

Abstract

The aim of this work is to study the integration of solar air conditioning solutions to Algerian climates and to assess economic and environmental benefits.

To do this we have made a dynamic simulation two solar conditioning systems that are absorption system and dessiccant system, the simulation have been done under TRNSYS environment, it has given us the possibility to operate with weather data files for the cities of Algiers, Constantine, et Bechar respectively corresponding to a hot and humid climate, a moderated climate, and a hot and dry climate. And since that the proposition of the aims to replace conventional installations with vapor compression, we have simulated one of them which is a vapor compression chiller.

The coupling of the studied systems has been made with an office building occupied from 8am to 5 pm to generate thermal loads to be overcome.

The obtained results have been presented under a monthly form for the duration of conditioning period for each city with an example for daily profile for each solar system, we have also studied every system/climate coupling compatibility and made conclusions, finally we have made the assessment of the energy cost for each system and also the impact on environment by defining CO₂ saved quantities by using each system.

keywords:

Solar air conditioning, absorption, dessiccant, solar thermal energy, TRNSYS, solar fraction, coefficient of performance.

ملخص

إن الهدف من هذا العمل هو دراسة دمج أنظمة التكييف الشمسي في المناخ الجزائري و تقييم الفوائد الاقتصادية و البيئية. لهذا قمنا باستعمال التمثيل الديناميكي لنظامي تكييف و هما نظام الامتصاص و نظام التجفيف, التمثيل أنجز في وسط (TRNSYS) الذي مكننا من استغلال ملفات المعطيات المناخية لمدينة الجزائر العاصمة، قسنطينة، و بشار و التي تمثل على التوالي مناخ حار و رطب، مناخ معتدل، و مناخ حار وجاف. و بما أن اقتراح هاته الأنظمة يهدف إلى استخلاف أنظمة ضغط البخار الميكانيكي قمنا إذا بتمثيل نظام مماثل يحتوي على مجموعة لتجهيز الماء البارد.

النتائج المحصل عليها قمنا بعرضها على شكل شهري طوال مدة التكييف لكل مدينة مع مثال يومي لكل نظام شمسي, قمنا كذلك بدراسة التوافق لكل تزاوج بين النظام و المناخ مع عرض الاستنتاجات.

في النهاية قيمنا الكلفة الطاقوية لكل نظام و كذلك التأثير على البيئة وذلك بتقدير كميات ثاني أكسيد الكربون المتفادات لكل نظام مقترح.

الكلمات المفتاحية :

التكييف الشمسي، الامتصاص، التجفيف، الطاقة الشمسية الحرارية، TRNSYS، الكسر الشمسي، معامل الجودة.