

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE CONSTANTINE 1  
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE**

N° d'ordre : .....  
Série :.....

**Thèse**

**Présentée pour obtenir le grade de Docteur en Génie Climatique  
Option : Thermique du bâtiment et réfrigération**

par  
**BOUZENADA Saliha**

**Thème**

**Investigation expérimentale et théorique de la captation et  
conversion de l'énergie solaire pour diverses applications**

soutenue le : 15/01/2017

**Jury :**

<b>Mr. Gomri Rabah</b>	<b>Pr.</b>	<b>Président</b>	<b>Université Constantine 1</b>
<b>Mr. Kabi Abdennacer</b>	<b>Pr.</b>	<b>Rapporteur</b>	<b>Université Constantine 1</b>
<b>Mme. Rouag Djamila</b>	<b>Pr.</b>	<b>Examineur 1</b>	<b>Université Constantine 3</b>
<b>Mr. Ayadi Abdelhamid</b>	<b>Pr.</b>	<b>Examineur 2</b>	<b>Université Oum El Bouaghi</b>
<b>Mr. Bachtarzi Abdelmalik</b>	<b>M.C.(A)</b>	<b>Examineur 3</b>	<b>Université Constantine 1</b>

**Année universitaire 2016-2017**

## Remerciements

Je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener ce travail à terme.

J'exprime toute ma reconnaissance à mon Directeur de thèse le Pr. Kaabi A. Nacer, pour ses suggestions, et sa constante disponibilité tout le long de ce travail. J'ai particulièrement apprécié la confiance dont il m'a témoigné tout au long de ces années.

Je remercie infiniment le Pr. Stéphane Harrison, du laboratoire d'énergie solaire, à l'université Queen's au Canada, pour son aide et ses précieux conseils et de m'avoir accepté au sein de son laboratoire, et je remercie également, Christ McNevin pour son aide précieuse et son travail en collaboration.

Je remercie aussi le Pr. Angélique Léonard pour son accueil chaleureux au sein de son laboratoire à l'université de Liège, en Belgique.

Je remercie vivement le Pr. Boumaza Mourad, mon premier Directeur de thèse, pour son aide et surtout ses précieux conseils.

J'adresse tous mes remerciements aux membres de jury, qui ont accepté de me faire l'honneur de juger ce travail.

Tous mes remerciements à ma chère famille qui m'a beaucoup aidé tout le long de ces années, pour sa tendresse, son dévouement et sa patience infinis, ont été pour moi une source de motivation.

Enfin, mes remerciements et mon estime à tous mes enseignants du département de Génie Climatique de l'université de Constantine 1.

## Résumé

Dans l'optique de la préservation de l'environnement et de la réduction des consommations énergétiques des bâtiments, le rafraîchissement par dessiccation utilisant l'énergie solaire apparaît comme une alternative aux systèmes de climatisation traditionnels énergivores dont l'impact environnemental est très élevé. La compréhension et le développement de cette technologie passent par une étude expérimentale avec la réalisation d'installations pilotes à échelle réelle dans le but d'acquérir une expérience concrète en analysant tous les processus à l'origine de la technologie de refroidissement solaire.

Dans ce travail on a étudié expérimentalement et numériquement une installation de rafraîchissement par dessiccation couplée à une installation solaire de capteurs sous vide. Les résultats expérimentaux ont montré un potentiel très intéressant, COP(th) et la possibilité de procéder exclusivement à partir de l'énergie solaire avec un haut rendement de l'installation solaire.

Les modèles des composants de l'installation ont été développés puis implémentés dans l'environnement de simulation orienté objet TRNSYS et la confrontation des résultats numériques avec les mesures expérimentales a mis en évidence des écarts très faibles. L'étude du potentiel solaire dans le procédé de rafraîchissement par dessiccation a montré que les capteurs sous vide ont une fraction solaire importante et un rendement supérieur à 0,5.

**Mots clés :** Rafraîchissement solaire, COP, Capteurs solaires thermique, Dessiccant liquide, TRNSYS.

## **Abstract**

In the perspective to protect the environment and to reduce building energy consumption, solar desiccant cooling appears as an alternative to vapour compression systems with high energy consumption and important environmental impact. The understanding of this technology has to be refined through experimental study by setting up pilot plants. This study is a practical method to gain experience by analyzing all the processes behind solar cooling technology.

In this work we have conducted an experimental and numerical investigation of a desiccant plant powered by solar vacuum tube collectors. Experimental results showed a high potential COP(th) and the possibility to proceed exclusively by solar energy with a high efficiency of the solar installation. The developed models of the installation components were implemented in the oriented object simulation environment TRNSYS and the comparison between the numerical and the experimental results showed good accuracy. The investigation of solar energy in the desiccant process showed that vacuum tube collectors have a good solar fraction and an overall efficiency of à 0,5.

**Keywords** : Solar cooling, COP, thermal solar collectors, Liquid dessicant, TRNSYS.

يهدف الحفاظ على البيئة والحد من استهلاك الطاقة في المباني والتبريد عن طريق تجفيف باستخدام الطاقة الشمسية يظهر كبديل لأنظمة تكييف الهواء كثيفة الاستهلاك للطاقة التقليدية التي هي مرتفعة جدا الأثر البيئي. تم فهم وتطوير هذه التكنولوجيا يتم عن طريق دراسة تجريبية مع تحقيق الآلات التجريبية في نطاق واسع من أجل اكتساب الخبرة العملية من خلال تحليل جميع العمليات في أصل تقنية التبريد بالطاقة الشمسية.

في هذا العمل تمت دراسة تجريبية وعددية لمشروع تكييف يعتمد على الطاقة الشمسية بواسطة آلات تجميع الطاقة الشمسية نوع أنبوب فراغ (sous vide) و مواد تجفيف (dessicant). تم تقييم (COPth) بواسطة النتائج التجريبية والقدرة على تقييم آلات تجميع الطاقة الشمسية. تمت البرمجة بواسطة محاكاة (Trnsys) ومواجهة النتائج العددية مع القياسات التجريبية.

أظهرت دراسة إمكانات الطاقة الشمسية في عملية التكييف أن أجهزة الطاقة الشمسية أوجدت مردود قيمته أكبر من 0.5 .

**كلمات البحث:** ال تكييف بواسطة الطاقة الشمسية، (COP)، و أجهزة جمع الطاقة الشمسية الحرارية، مادة تجفيف سائل، دراسة تجريبية، دراسة عددية Trnsys.

# Table des matières

Remerciement	
Résumé	
Abstract	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 . Etat de l'art de la climatisation solaire</b>	
1.1. Introduction	4
1.2. Vue d'ensemble des technologies de climatisation solaire	6
1.2.1. Les systèmes fermés	6
1.2.1.1. Machine à absorption	6
1.2.1.2. Machine à adsorption	8
1.2.2. Les systèmes ouverts, climatisation par dessiccation	10
1.2.2.1. Système à dessiccant solide	11
1.2.2.1. Système à dessiccant liquide	13
1.3. Matériaux dessiccants	17
1.3.1. Les dessiccants liquides	18
1.3.2. Les dessiccants solides	21
1.4. Conclusion	22
<b>2. Capteur solaire appliqué au système de rafraîchissement d'air</b>	
2.1. Introduction	23
2.2. Capteurs solaires thermiques	23
2.2.1. Capteurs solaires plans	24
2.2.2. Capteurs solaires sous vide	32
2.2.3. Capteurs solaires à concentration	38
2.3. Choix des capteurs solaires	38
2.4. Conclusion	40
<b>3. Etude expérimentale</b>	
3.1. Introduction	41
3.2. Présentation du procédé utilisé	41
3.3. Système solaire expérimental LDAC	43
3.3.1. Conditionneur – Régénérateur	48
3.3.2. Ventilateurs	51
3.3.3. Système de chauffage auxiliaire	51
3.3.4. Système de stockage	52
3.3.5. Tour de refroidissement	53
3.4. Système solaire	53
3.4.1. Capteurs solaires sous vide	53
3.4.2. Aéro réfrigérant (Dry cooler)	58
3.5. Régulation de l'installation	58
3.6. Paramètres d'entrée-sortie et analyse thermodynamique	60
3.7. Conclusion	61

<b>4. Simulation du système LDAC par TRNSYS 16</b>	
4.1. Introduction.....	62
4.2. Environnement de simulation TRNSYS.....	62
4.3. Implémentation des composants du système LDAC dans TRNSYS.....	64
4.3.1. Modèle du conditionneur – (Type 251) .....	67
4.3.2. Modèle du Régénérateur – (Type 250).....	75
4.3.3. Modèle du puisard du dessicant – (Type 299).....	77
4.3.4. Modèle de Tour de refroidissement – (Type 51a).....	79
4.3.5. Modèle de capteur solaire – (Type 71).....	81
4.3.6. Modèle des réservoirs de stockage – (Type 60).....	84
4.3.7. Modèle de l'échangeur de chaleur – (Type 91).....	85
4.3.8. Modèle du refroidisseur à sec – (Type 511).....	86
4.3.9. Modèle de tuyauterie du réseau – (Type 709).....	89
4.3.10. Modèle du contrôleur – (Type 2b).....	89
4.3.11. Modèle de pompe – (Type 3d).....	90
4.3.12. Modèle du système de chauffage auxiliaire – (Type 6).....	90
4.3.13. Fichier de la météo – (Type 9a).....	90
4.4. Performance du système LDAC.....	91
4.4.1. Coefficient de performance du système.....	91
4.4.2. Coefficient du système solaire.....	94
4.5. Représentation schématique du système de contrôle .....	94
4.6. Conclusion .....	96
<b>5. Résultats et discussion avec validation</b>	
5.1. Introduction.....	97
5.2. Résultats expérimentaux.....	98
5.2.1. Température ambiante.....	99
5.2.2. Humidité.....	101
5.2.3. Comparaison des paramètres sur les quatre jours de test.....	104
5.2.4. Rayonnement solaire incident pour quatre jours.....	105
5.2.5. Analyse des mesures du rayonnement solaire – journée du 24 juillet.....	106
5.2.6. Analyse des mesures de la température d'entrée – sortie des capteurs solaires... ..	107
5.2.7. Comparaison de la température de sortie des capteurs solaires sous vide ( $T_{out}$ ) et la température d'entrée au réservoir de stockage ( $T_k$ ).....	109
5.2.8. Variation de la concentration du dessicant liquide.....	109
5.2.9. Rendement des capteurs solaires sous vide.....	111
5.2.10. COP du système LDAC.....	114
5.3. Validation des résultats : Etude expérimentale et simulation.....	115
5.3.1. Température, rayonnement incident et rendement de capteurs sous vide.....	115
5.3.2. Efficacité Régénérateur – Conditionneur.....	117
5.3.3. Comparaison par simulation de capteur solaire plan et sous vide.....	119
5.3.4. Résultat global : expérimental et simulation.....	120
<b>Conclusion générale</b> .....	125
<b>Bibliographie</b> .....	127

## Liste des Figures

Figure 1.1 :	Machine à absorption.....	7
Figure 1.2 :	Principe de fonctionnement machine à absorption.....	8
Figure 1.3 :	Machine à adsorption.....	9
Figure 1.4 :	Principe de fonctionnement machine à adsorption.....	9
Figure 1.5 :	Schéma représentatif du système à dessicant solide.....	12
Figure 1.6 :	Principe de fonctionnement du système à dessicant solide.....	12
Figure 1.7 :	Système à dessicant liquide.....	13
Figure 1.8 :	Système à dessicant liquide à échangeur de chaleur à plaque.....	15
Figure 1.9 :	Principe de traitement d'air sur le Diagramme h-x.....	16
Figure 2.1 :	Vue d'ensemble d'un capteur solaire thermique.....	25
Figure 2.2 :	Coupe schématique de capteur solaire à eau.....	25
Figure 2.3 :	Coupe schématique de capteur solaire à air.....	26
Figure 2.4 :	Principe de fonctionnement du capteur solaire plan.....	32
Figure 2.5 :	Capteur solaire sous vide à circulation directe.....	34
Figure 2.6 :	Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe (type Viessmann).....	34
Figure 2.7 :	Vue d'ensemble d'un capteur solaire sous vide à caloduc.....	35
Figure 2.8 :	Détail d'un capteur solaire sous vide à caloduc.....	36
Figure 2.9 :	Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc .....	37
Figure 2.10 :	Schéma de principe d'un capteur à concentration.....	38
Figure 3.1,a :	Installation du système étudié .....	42
Figure 3.1,b :	Zone de traitement d'air de l'installation .....	42
Figure 3.2 :	Capteurs solaires sous vide utilisés dans l'installation. (rangées gauche et droite).....	43
Figure 3.3 :	Schéma simplifié du système de rafraîchissement d'air par dessicant liquide.....	44
Figure 3.4,a :	Répartition du dessicant entre conditionneur et régénérateur .....	45
Figure 3.4,b :	Zones de confort sur le diagramme h-x .....	48
Figure 3.5 :	Conditionneur utilisé dans l'installation.....	49
Figure 3.6 :	Régénérateur utilisé dans l'installation.....	50
Figure 3.7 :	Partie haute du film de plaque.....	50
Figure 3.8 :	Partie basse du film de plaque.....	51
Figure 3.9 :	Détail d'une seule plaque avec canaux internes.....	51
Figure 3.10 :	Système de chauffage auxiliaire.....	52
Figure 3.11 :	Réservoir de stockage.....	52
Figure 3.12 :	Tour de refroidissement.....	53
Figure 3.13 :	Champ de capteurs solaires sous vide – vue de face.....	54
Figure 3.14 :	Réseau de canalisation pour capteurs sous vide.....	54
Figure 3.15 :	Disposition des blocs de capteurs solaire et canalisation.....	55

Figure 3.16 :	Sonde de mesure de température au niveau des capteurs solaires	57
Figure 3.17 :	Pyranomètre sur panneaux solaires.....	57
Figure 3.18 :	Refroidisseur à sec.....	58
Figure 3.19 :	Schéma représentatif de la base de contrôle à distance.....	59
Figure 4.1 :	Processus de transfert de masse et de chaleur dans le régénérateur /absorbeur.....	66
Figure 4.2 :	Schéma conceptuel de la notion d'échangeur à plaque.....	67
Figure 4.3a-c :	Schéma global du modèle TRNSYS appliqué au système étudié LDAC. Schéma connexion et sélection des composants.....	68
Figure 4.4 :	Représentation schématique du transfert de masse et de chaleur à travers l'absorbeur.....	69
Figure 4.5 :	Représentation schématique du transfert de masse et de chaleur à travers le régénérateur.....	75
Figure 4.6 :	Paramètres de la tour de refroidissement.....	79
Figure 4.7 :	Représentation schématique du ballon de stockage.....	85
Figure 4.8 :	Paramètres d'entrée – sortie de l'échangeur de chaleur.....	86
Figure 4.9 :	Schéma de contrôle de température: régénérateur_chaudière .....	94
Figure 4.10 :	Organigramme pour contrôle des cinq blocs de capteurs solaires..	95
Figure 5.1 :	Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 24 Juillet.....	99
Figure 5.2 :	Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 25 Juillet.....	99
Figure 5.3 :	Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 1 <sup>er</sup> Août.....	100
Figure 5.4 :	Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 11 Août.....	100
Figure 5.5 :	Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 24 Juillet.....	102
Figure 5.6 :	Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 25 Juillet.....	102
Figure 5.7 :	Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 1 <sup>er</sup> août.....	103
Figure 5.8 :	Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 11 août.....	103
Figure 5.9 :	Comparaison de la température extérieure pour 4 jours de test.....	104
Figure 5.10 :	Comparaison de l'humidité relative pour 4 jours de test.....	104
Figure 5.11 :	Rayonnement solaire incident pour quatre jours.....	105
Figure 5.12 :	Rayonnement solaire incident, Température ambiante et à la sortie du capteur solaire, pour la journée du 24 juillet.....	107
Figure 5.13 :	Température d'entré – sortie des différents capteurs solaires sous vide.....	108
Figure 5.14 :	Comparaison de températures, $T_{out}$ et $T_k$ .....	109
Figure 5.15 :	Variation de la concentration du dessicant en fonction du rayonnement solaire.....	110
Figure 5.16 :	Rendement des différents types de capteurs solaires.....	112

Figure 5.17 :	Efficacité instantanée globale.....	112
Figure 5.18 :	Efficacité des capteurs sous vide pour 4 jours de test.....	113
Figure 5.19 :	COP du système étudié LDAC pour la journée du 25 juillet.....	114
Figure 5.20 :	Température entrée_sortie pour chaque type de capteur solaire, température ambiante et rayonnement incident pour le 25 juillet _ Estimation d'erreur.....	116
Figure 5.21 :	Efficacité des différents capteurs sous vide pour la journée du 25 juillet : résultat expérimental et simulation.....	116
Figure 5.22 :	Efficacité du déshumidificateur : simulation – expérimental.....	118
Figure 5.23 :	Efficacité du régénérateur : simulation – expérimental.....	118
Figure 5.24 :	Comparaison de résultat expérimental et simulation pour la température et humidité relative au niveau de l'absorbeur.....	119
Figure 5.25 :	Comparaison du rendement des capteurs sous vide : (Expérimental – simulation) et aussi comparaison par simulation entre capteurs plans et sous vide.....	119

## Liste des tableaux

Tableau 2.1 :	Propriétés de quelques matériaux pour absorbeur.....	28
Tableau 2.2 :	Caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques.....	28
Tableau 2.3 :	Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes.....	28
Tableau 3.1 :	Spécification des capteurs solaires sous vide.....	55
Tableau 3.2 :	Paramètres relatifs au réseau solaire.....	56
Tableau 4.1 :	Résultats expérimentaux de l'efficacité du conditionneur.....	74
Tableau 4.2 :	Résultats expérimentaux de l'efficacité du régénérateur.....	77
Tableau 4.3 :	Valeurs limites de contrôle du régénérateur_T et HR.....	95
Tableau 4.4 :	Valeurs limites de contrôle de la température des capteurs.....	95
Tableau 5.1 :	Coordonnées géographiques.....	98
Tableau 5.2 :	Instruments utilisés dans le système LDAC.....	98
Tableau 5.3 :	Constantes expérimentales pour capteurs solaires sous vide.....	111
Tableau 5.4 :	COP du système LDAC pour les 4 jours.....	114
Tableau 5.5 :	Rendement journalier moyen des capteurs solaires sous vide : valeurs expérimentales et de simulation.....	115
Tableau 5.6 :	Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 25 juillet _ Efficacité du conditionneur.....	120
Tableau 5.7 :	Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 25 juillet _ Efficacité du régénérateur et COP.....	121
Tableau 5.8 :	Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 1 <sup>er</sup> août _ Efficacité du conditionneur.....	122
Tableau 5.9 :	Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 1 <sup>er</sup> août _ Efficacité du régénérateur et COP.....	123
Tableau 5.10:	Comparaison des valeurs moyennes expérimentales et simulation pour 4 jours.....	124

## Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
$A_c$	Surface des capteurs solaires	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Chaleur spécifique	[Kj/Kg.K]
COP	Coefficient de performance	[-]
$F_R$	Efficacité du capteur	[-]
$F$	Fréquence	[Hz]
$h_{fg}$	Chaleur latente de vaporisation	[Kj/Kg]
$h_{dil}$	Enthalpie pour dilution	[Kj/Kg]
$h_d$	Enthalpie spécifique de l'air	[KJ/kg]
$I$	Rayonnement solaire incident par unité de surface	[W/m <sup>2</sup> ]
IAM	Modificateur de l'Angle d'incidence	[-]
$K$	Coefficient de pertes thermiques du capteur	[-]
$K$	Conductivité	[W/m <sup>2</sup> .K]
$M$	Masse	[Kg]
$\dot{m}$	Débit massique	[Kg/s]
$Nu$	Nombre de Nusselt	[-]
NUT	Nombre d'Unité de Transfert	[-]
$P$	pression	[Pa]
$p_v$	Pression partielle	[Pa]
$Pr$	Nombre de Prandtl	[-]
$Q$	Energie	[KJ]
$Q$	Densité de flux de rayonnement	[W/m <sup>2</sup> ]
RH	Humidité relative	[%]
$Re$	Nombre de Reynolds	[-]
$S$	surface	[m <sup>2</sup> ]
SC	Capacité de stockage	[Kj/m <sup>3</sup> ]
SF	Fraction solaire	[-]

T	Température	[°C]
t	temps	[s]
$U_L$	Coefficient global de pertes thermiques	[-]
$U_A$	Conductance	[W/K]
$V_a$	Volume de l'air	$m^3$
$\dot{W}$	Energie mécanique	[Kw]
w	Humidité absolue	[Kg/kg <sub>air sec</sub> ]
X	Concentration massique du dessicant	[%]

## Symbole Grecque

Symbole	Définition	Unité
$\alpha$	Absorptivité de la plaque absorbante	[-]
$\tau$	Transmissivité de la couche transparente	[-]
E	Emissivité	[-]
$\lambda$	Conductivité thermique	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\eta$	Rendement du collecteur	[-]
$\varepsilon_d$	Efficacité du déshumidificateur	[-]
$\varepsilon_r$	Efficacité du régénérateur	[-]
$\omega$	Humidité absolue	[Kg <sub>eau</sub> /Kg <sub>air sec</sub> ]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Kg/m <sup>2</sup> .K]
$\phi$	Humidité relative	[%]
$\theta_L$	Angle d'incidence longitudinal	[°]
$\theta_t$	Angle d'incidence transversal	[°]

## Indices

indices	Signification
a	Air
d	Dessicant
$C_w$	Eau de refroidissement
$H_w$	Eau de chauffage
in	Conditions d'entrée
out	Conditions de sortie
C	Conditionneur
R	Régénérateur
v	Vapeur
Sol, (ou s)	Solution
HX	Echangeur de chaleur
K	Réservoir de stockage
Amb	Ambiante
f	Fluide
dil	Dilution
abs	Absorbé

# Introduction Générale

L'évolution actuelle du contexte énergétique mondiale, liée aux problèmes environnementaux d'aujourd'hui et de demain, rend essentielle la mise en place de mesures et de technologies favorisant la sobriété énergétique de nos sociétés. Les énergies renouvelables, ainsi que la recherche d'une meilleure efficacité énergétique des procédés visant à contrôler l'ambiance thermo-hygrique des habitats sont, depuis le premier choc pétrolier, des domaines privilégiés d'action [1].

La prise de conscience du problème du réchauffement climatique, de l'épuisement des ressources, et de l'augmentation des coûts devrait permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques mis en œuvre tous les jours [2].

L'utilisation de l'énergie solaire et le développement des systèmes de climatisation est un véritable défi technologique avec des implications sur la consommation énergétique et la pollution environnementale. Durant la dernière décennie, l'augmentation du niveau de vie, le renforcement de l'isolation thermique des bâtiments, une demande de confort accrue et l'augmentation des températures estivales ont conduit à un fort développement de la climatisation [3,4].

La solution la plus répandue dans le domaine du refroidissement de l'habitat est basée sur le système à compression mécanique de vapeur et l'utilisation de fluides frigorigènes. Même si ce type de système montre un niveau de performance relativement élevé, il présente néanmoins, deux inconvénients majeurs: d'une part, la consommation électrique du compresseur mécanique est non négligeable, surtout dans les périodes de pic de consommation en été ; et d'autre part, les fluides frigorigènes ont un impact négatif sur l'atmosphère et contribuent au réchauffement climatique [5].

Dans ce contexte énergétique difficile, les systèmes de rafraîchissement solaire font partie des alternatives intéressantes au système de climatisation classique, dans la mesure où l'énergie primaire est principalement consommée sous forme de chaleur et provenant du soleil donc gratuite et renouvelable. Le rafraîchissement solaire par dessicant liquide, qui utilise une solution saline pour déshumidifier l'air, semble être une solution intéressante pour les applications solaires. Ce système assure le confort, la protection de l'environnement, l'économie de l'énergie primaire, la réduction de consommation de l'énergie de pointe et le stockage de l'énergie solaire sous forme de déshydratant liquide concentré.

En outre, le refroidissement solaire est une application prometteuse de la technologie solaire thermique puisque le besoin en rafraîchissement coïncide avec la disponibilité du rayonnement solaire [6].

La recherche se focalise, aujourd'hui, sur l'étude des procédés de rafraîchissement solaire et plus particulièrement sur les systèmes à faibles puissances frigorifiques. L'objectif de ce type d'installation est d'élargir le marché des systèmes de rafraîchissement solaire au résidentiel, ce qui représente un enjeu environnemental important. Toutefois, ces procédés ne sont pas encore rentables économiquement du fait de leur coût d'investissement et de maintenance. Cet aspect économique reste un frein majeur à leur développement. Ces systèmes font l'objet de projets et à la fois de recherche.

La compréhension et le développement de cette technologie passent par une étude expérimentale avec la réalisation d'installation pilote à échelle réelle dans le but d'acquérir une expérience concrète. Egalement, la stratégie de développement de ces systèmes réside dans l'optimisation des performances globales des installations [6].

C'est dans ce cadre que le travail présenté dans ce manuscrit prend place. Pour cela, nous allons aborder l'étude, du système de conditionnement d'air solaire par dessicant liquide, de deux manières : expérimentale et simulation. La régénération du dessicant est réalisée par des capteurs solaires thermiques sous vide à caloduc.

L'objectif est d'estimer la consommation électrique et les performances de l'installation en fonction des sollicitations extérieures (rayonnement solaire, température extérieure etc.) mais aussi d'étudier le couplage de cette installation au champ de capteurs solaires thermiques et d'évaluer leur rendement.

Pour ce travail, c'était prévu d'effectuer une étude sur l'application du système solaire thermique et aussi du système solaire photovoltaïque. Mais, comme un problème est survenu sur ce dernier système, cette partie a été annulée.

Il existe différents types de dessicants liquides appropriés pour le processus de déshumidification de l'air. Dans notre étude, au niveau de la centrale, seulement le LiCl sera utilisé comme fluide de fonctionnement dans le processus de déshumidification de l'air.

- L'approche expérimentale : pour pouvoir s'appuyer sur l'installation pilote nécessaire à la compréhension du fonctionnement de cette technologie. A terme, les données expérimentales extraites de cette installation permettront de récolter un certain nombre d'éléments nécessaires à la compréhension et au développement de ces procédés mais aussi à la vérification de la pertinence et de la justesse des modèles numériques.
- La seconde approche envisagée est purement fondamentale avec l'élaboration de modèles numériques (simulation) par l'environnement TRNSYS. Ces modèles doivent être validés par les résultats expérimentaux avant d'être utilisés ; et ils permettent de proposer des améliorations du système pour augmenter le coefficient de performance global.

La motivation pour le présent travail réside dans le grand potentiel d'économie d'énergie, et la réduction d'émission de gaz à effet de serre et de produit nocif à l'environnement, liés au développement de système de rafraîchissement réalisable à basse température, par l'application de l'énergie solaire, et un déshydratant protecteur de l'environnement.

**Mots clés :** Rafraîchissement solaire,  $COP_{(th)}$  et  $COP_{(elec)}$ , Capteurs solaires sous vide, Dessiccant liquide, TRNSYS.

Le **premier chapitre** dresse un état de l'art des différentes technologies de rafraîchissement ayant recours à l'énergie solaire. On détaille plus particulièrement la technologie de rafraîchissement solaire à dessiccation, en cycle ouvert, appelée aussi "Desiccant Cooling System".

Le **second chapitre** est consacré à la présentation détaillée des capteurs solaires thermiques et particulièrement les capteurs sous vide utilisés dans l'installation.

Le **troisième chapitre** porte sur l'étude expérimentale d'une installation de rafraîchissement d'air solaire par dessiccant liquide. Cette étude se rapporte à une installation au laboratoire de calorimétrie solaire à Kingston, au Canada. La régénération de la solution saline sera réalisée par des capteurs solaires sous vide. L'objectif est d'évaluer le COP du système et le rendement des capteurs solaire thermiques sous vide.

Le **quatrième chapitre** vise à établir la simulation par l'environnement TRNSYS de façon à réaliser une validation globale, de la modélisation de l'installation, à partir des résultats expérimentaux. Egalement, une simulation des capteurs thermiques sous vide et aussi des capteurs plans, est présentée dans ce chapitre, avec une comparaison des rendements des deux types de capteurs thermiques (plan et sous vide). A la fin de ce chapitre, les environnements de simulation par TRNSYS sont introduits par une représentation schématique.

Le **cinquième chapitre** présente la discussion des résultats expérimentaux et la comparaison de deux types de capteurs solaires thermiques. La validation des résultats expérimentaux est également présentée.

Enfin, une **conclusion générale** expose le bilan du travail réalisé et propose une analyse sur la technologie de rafraîchissement solaire à dessiccant liquide.

# **Chapitre 1**

## **Etat de l'art des systèmes de climatisation solaire**

### **1.1. Introduction**

Les exigences des occupants de bâtiments ont sensiblement changé depuis quelques années. En effet, on observe une demande de confort de plus en plus rigoureux en particulier en période estivale. Cette augmentation des besoins de climatisation induit un accroissement important de la consommation d'énergie électrique dans les bâtiments, dû à une utilisation majoritaire de climatiseur à compression mécanique de vapeur.

Le bâtiment, secteur résidentiel et tertiaire, représente une grande consommation énergétique. Les efforts de réduction de la consommation ont d'abord porté sur l'amélioration du bâti, et donc, sur les besoins hivernaux. Les solutions préconisées ont mené à augmenter l'imperméabilité et l'isolation des bâtiments. En parallèle, l'évolution de l'architecture a favorisé la construction de bâtiments faiblement inertes, plus ouverts sur l'extérieur avec de larges baies vitrées.

Les larges ouvertures sur les orientations les plus ensoleillées mènent à une surchauffe estivale que les usagers ne tolèrent pas [6]. Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. Le réchauffement climatique global, dû aux émissions de gaz à effet de serre, et plus particulièrement au CO<sub>2</sub> provenant de la combustion des énergies fossiles est un fait établi et étudié par la communauté scientifique [1,7].

La consommation d'énergie dans les bâtiments a augmenté ces dernières années avec le développement de l'économie mondiale. Aujourd'hui, le secteur du bâtiment est responsable du quart des émissions de gaz à effet de serre [1, 4, 8].

L'institut International du Froid à Paris (IIF/IIR), [9] a estimé qu'environ 15% de toute l'électricité produite dans le monde est employée pour la réfrigération. La consommation d'énergie pour les systèmes de climatisation a été estimée à 45% de l'ensemble de l'énergie consommée par les bâtiments résidentiels et tertiaires. Aux Etats-Unis, le volume des conditionneurs d'air centralisés totalisait 720 084 unités en mars 2016, soit 6,5 % de hausse par rapport à 2015, avec 676 010 unités vendues [10].

Ce développement de la climatisation est responsable d'un pic important de consommation électrique en été, le système de production et de transport d'électricité se rapprochant parfois de ses limites de capacité [11]. Associés aux éventuelles fuites de fluides frigorigènes, ces pics de production électrique induisent une augmentation des émissions de gaz à effet de serre, accentuant le cercle vicieux du changement climatique [12].

Le recours à la climatisation s'est massifié, en Europe entre les années 1980 et 2000 [13]. Les projections réalisées par ADNOT, [14] indiquent que cette tendance se confirme dans les

années à venir avec une hausse estimée entre 2005 et 2020 de plus de 50%. Les systèmes traditionnels de climatisation par compression consomment de l'énergie électrique de manière significative. Malgré leur bonne efficacité en comparaison avec autres solutions, ils présentent deux inconvénients majeurs:

- d'une part, la consommation électrique élevée du compresseur mécanique dans les périodes de pointe, ce qui nécessite le surdimensionnement des réseaux électriques et des centrales thermoélectriques d'appoint,
- d'autre part, l'impact des gaz frigorigènes sur l'atmosphère [3].

Afin de limiter la demande en énergie pour les applications de climatisation, il est alors nécessaire de développer des techniques alternatives aux machines frigorifiques visant à réduire la consommation énergétique et protégeant l'environnement [1].

Peu à peu, la contribution des énergies renouvelables devient indispensable pour atteindre les objectifs de réduction fixés par les différentes autorités. L'utilisation de l'énergie solaire est donc une voie de développement particulièrement intéressante.

Le concept de rafraîchissement solaire constitue une alternative fiable et éprouvée qui contribue à la préservation de l'environnement. Les technologies de rafraîchissement solaire ont l'avantage de supprimer la majorité des effets négatifs des machines frigorifiques traditionnelles ; d'assurer une réduction des émissions de CO<sub>2</sub>, de diminuer la pollution, de réduire l'utilisation des fluides frigorigènes, et de permettre une durée de vie importante. De plus, la coïncidence entre les pics de besoin frigorifique et le rayonnement solaire disponible constitue un autre point positif pour le rafraîchissement solaire. Par conséquent, dans le contexte actuel, l'utilisation de l'énergie solaire pour la climatisation des bâtiments est un concept particulièrement intéressant [4, 5].

Différentes technologies de rafraîchissement sont disponibles sur le marché et peuvent être couplées avec des capteurs solaires. Dans les années 80, de nombreux travaux ont été menés sur le développement de systèmes solaires appliqués à la climatisation. Des étapes importantes ont été franchies dans le développement de composants du système, mais l'activité s'est arrêtée principalement pour des raisons économiques [15].

Certains procédés sont encore en développement afin d'évaluer expérimentalement leurs réelles performances, et ils ne présentent encore que très peu d'applications dans le rafraîchissement solaire. Le paragraphe suivant présente les principaux procédés étudiés de nos jours. Ils sont regroupés en deux grandes catégories, les systèmes frigorifiques à cycles ouverts (par dessiccation) et ceux à cycles fermés (par absorption et par adsorption) [4, 16].

Dans ce premier chapitre, on met en évidence l'avantage d'utiliser des systèmes de refroidissement solaire par dessiccation qui sont écologiques et économes en énergie.

On commence par une synthèse de l'état de l'art des techniques de rafraîchissement solaire et on détaille, particulièrement, les systèmes qui utilisent l'humidification et la dessiccation en présentant leurs principaux éléments (conditionneur, régénérateur, et capteurs solaires thermiques). Le système utilisé dans ce travail, sera présenté en détail, dans le chapitre 3.

## **1.2. Vue d'ensemble des technologies de climatisation solaire**

Plusieurs solutions de refroidissement utilisent l'énergie solaire, une source renouvelable qui a l'avantage d'être disponible quand la demande est la plus forte. Les systèmes les plus répandus utilisant le solaire thermique pour produire du froid peuvent être classés en deux grandes familles [17].

### **1.2.1. Les systèmes fermés**

Les systèmes fermés représentent un groupe de production de froid à absorption ou à adsorption ; produit de l'eau glacée, utilisable aussi bien dans une centrale de traitement d'air, que dans un réseau d'eau glacée alimentant des installations décentralisées (ventilo-convecteurs par exemple). Les groupes de froid existants sur le marché et adaptés au solaire sont : les machines à absorption et les machines à adsorption.

#### **1.2.1.1. Machine à absorption**

La climatisation solaire à "absorption" est une des techniques les plus utilisées. Le principe est déjà utilisé dans les réfrigérateurs à compression, il est simplement décliné pour le solaire. La seule contrainte que ce système impose c'est de choisir des capteurs à tubes sous vide. Comme dans les réfrigérateurs à compression, un réfrigérant s'évapore à basse température et à basse pression.

La climatisation solaire à "absorption" utilise l'énergie thermique du soleil dans un dispositif à circuit fermé pour produire du froid. Ce procédé utilise un moyen de sorption liquide, de l'eau à laquelle a été ajouté du bromure de lithium ou de l'ammoniac ; il permet d'atteindre des puissances de 35 à 5000 kw. Actuellement, ces systèmes sont disponibles sur le marché sous différentes capacités et pour différentes applications [18]. Dans les applications de conditionnement d'air, on utilise généralement le couple eau-LiBr où l'eau est le réfrigérant, et le LiBr est le sorbant. Sous les conditions normales de fonctionnement, ces machines ont besoin d'une température de régénération de 80°C à 100°C et ils ont un coefficient de performance thermique de l'ordre de 0,7.

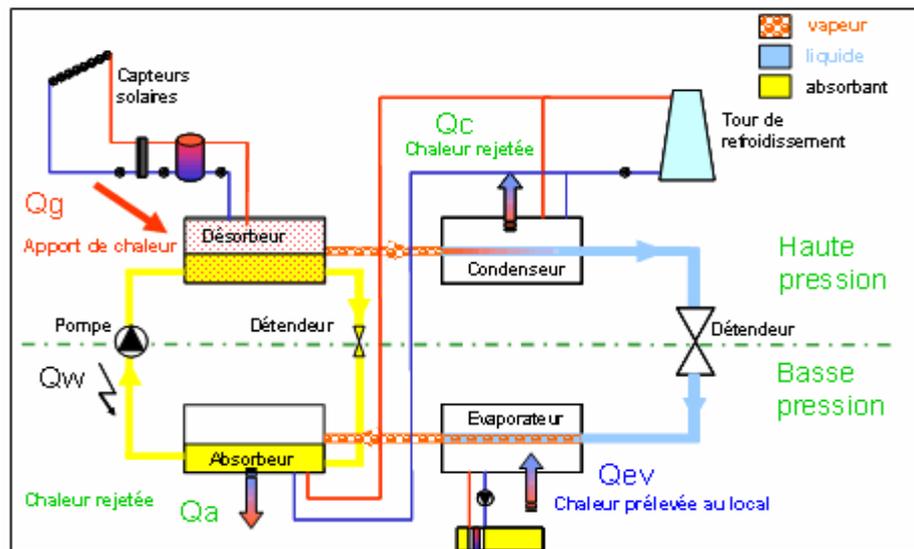
Dans les machines à absorption, on remplace la compression mécanique par une compression thermique. Cette compression peut être réalisée par n'importe quel dispositif de production de chaleur (gaz, bois, solaire...). On garde le même circuit classique, cependant à la place du compresseur, on a un cycle d'absorption.

Ce cycle utilise des mélanges binaires à partir d'un fluide frigorigène et d'un absorbant. On va chercher à appauvrir l'absorbant en fluide frigorigène pour qu'il l'absorbe plus facilement après. Le mélange liquide est d'abord riche en fluide frigorigène et en absorbant.

Une pompe permet de remonter la solution liquide, issu de l'absorbeur, en pression (de la BP à la HP). Une fois dans le désorbeur ou bouilleur, un apport de chaleur permet de vaporiser le fluide frigorigène.

On sépare ainsi les deux phases du mélange et de ce fait, la solution est appauvrie en fluide frigorigène et est renvoyée vers la basse pression après un passage dans une vanne de détente. On peut utiliser un échangeur thermique entre le fluide montant (froid) et le fluide descendant (chaud) pour une meilleure rentabilité.

La vapeur formée est alors envoyée vers le condenseur afin de commencer le cycle de refroidissement. En sortie de l'évaporateur, le fluide est sous forme de vapeur et est acheminé vers l'absorbeur. A l'intérieur de ce dernier, on retrouve un mélange riche en absorbant et pauvre en fluide frigorigène. Ainsi, le mélange va absorber la vapeur afin de retrouver un certain équilibre. Cette réaction produit de la chaleur et nécessite une extraction de la chaleur. Une fois le mélange riche en fluide frigorigène, le cycle recommence par l'intermédiaire de la pompe et ainsi de suite [1, 17].

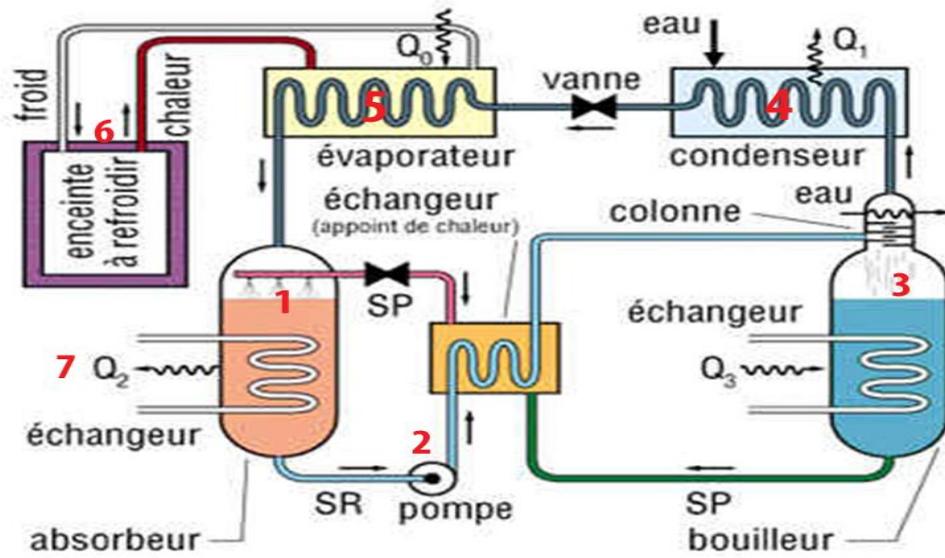


**Figure 1.1 : Machine à absorption [17].**

L'utilisation de ces machines repose donc sur un couple de fluides : le fluide absorbant et le fluide frigorigène. On peut utiliser le mélange eau-bromure de lithium : l'eau constitue le fluide frigorigène ; le bromure l'absorbant. Ce couple est très bien adapté au conditionnement d'air et ce système ne nécessite pas de basse température [1, 17].

Le processus se compose donc de deux cycles liés entre eux (Fig. 1.2): le cycle réfrigérant et le cycle solvant. Le réfrigérant à l'état gazeux venant de l'évaporateur est absorbé dans l'absorbeur (1) par le solvant. La solution liquide est, à partir de ce moment, riche en réfrigérant. Elle est portée à un niveau de pression plus élevée par une pompe (2) dans le bouilleur (3). Ici, le réfrigérant est chassé, par un apport de chaleur venant des capteurs solaires, jusqu'au condenseur (4), puis il est détendu et amené à nouveau, dans l'évaporateur (5). De cette façon le cycle réfrigérant est bouclé. La solution, pauvre en réfrigérant (puisque'il a été chassé vers le condenseur), quitte le bouilleur, et s'écoule dans l'absorbeur, pour capter à nouveau la vapeur, du réfrigérant revenue à l'évaporateur. De cette façon le cycle du solvant

forme une boucle. La production de chaleur de l'absorbeur et du condenseur est évacuée par une tour de réfrigération (6) ou par récupération de cette chaleur (7).



Source : Internet Yahoo encyclopédie

**Figure 1.2 : Principe de fonctionnement machine à absorption [19].**

Comme tous les appareils dédiés à faire du froid, la climatisation solaire a un coefficient de performance COP. Ce coefficient COP est défini comme étant le rapport de la puissance de froid, divisée par la puissance de chauffe nécessaire. On peut atteindre des COP de 0,7 pour des systèmes mono étagés [19, 20].

### 1.2.1.2. Machine à adsorption

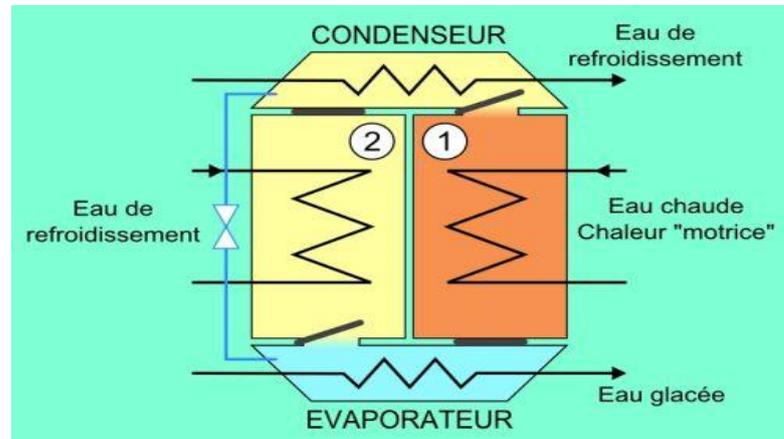
La climatisation solaire par "adsorption" est une technique moins connue, et beaucoup moins utilisée que les techniques par "absorption" ; mais nécessitant des températures d'entrée beaucoup plus faible (60 à 95 °C).

Lorsque le gaz ne se fixe pas dans un liquide, mais sur un matériau solide hautement poreux, on parle « d'adsorption ». Cette faculté de matériaux tels que les gels de silice, ou les zéolites, est utilisée dans des machines, les couplant à la vapeur d'eau pour réaliser le cycle de refroidissement présenté à la figure suivante.

L'utilisation de matériaux solides oblige alors à avoir un fonctionnement cyclique. Deux masses de matériaux adsorbants sont alternativement chauffées par la source chaude pour désorber la vapeur d'eau qui va ensuite se condenser dans le condenseur ; puis l'eau est ensuite évaporée dans l'évaporateur où le froid est alors produit. Cette vapeur d'eau s'adsorbe ensuite sur le matériau adsorbant et le cycle recommence [1, 17].

Les systèmes disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le silica-gel comme adsorbant.

La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant, un évaporateur et un condenseur.

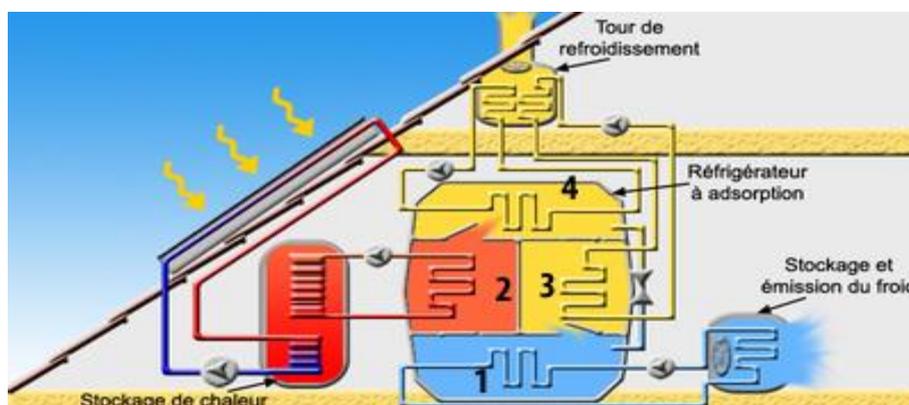


**Figure 1.3 : Machine à Adsorption [1, 17].**

L'adsorbant du compartiment 1 est régénéré par chauffage (eau chaude solaire), 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 [17].

Contrairement aux systèmes à "absorption" qui peuvent développer des puissances allant jusqu'à 5000 kw, une climatisation solaire à "adsorption" se limite dans des puissances de 70 à 430 kw ; le COP est d'environ 0,6.

Mode de fonctionnement du cycle réfrigérant : le dispositif réfrigérant à "adsorption" se compose d'un récipient sous vide, subdivisé en quatre chambres. Deux des chambres sont remplies d'un sorbant, du gel de silice. Le réfrigérant est tout simplement de l'eau.



**Figure 1.4 : Principe de fonctionnement machine à adsorption [19].**

- dans la première chambre, l'évaporateur (1), le réfrigérant s'évapore sous basse pression et à basse température. La chaleur d'évaporation nécessaire est extraite de l'eau à refroidir,
- dans la seconde chambre, le désorbeur (2), alimenté par la chaleur solaire des capteurs à environ 80 °C, l'échangeur de chaleur est un serpentin de cuivre enrobé de gel de silice qui remplit la chambre. La chaleur solaire "chasse" le réfrigérant absorbé par le gel de silice,
- dans la troisième chambre, l'accumulateur ou "adsorbant" (3), la vapeur d'eau est adsorbée par le gel de silice qui enrobe le serpentin de cuivre, comme dans la seconde chambre. La chaleur qui en résulte est évacuée vers une tour de réfrigération. Il y a donc un échange entre la chambre (2) le "désorbeur", et la chambre (3) "l'adsorbant" après chaque cycle de réfrigération/chauffage,
- la quatrième chambre supérieure est le condenseur (4). Le réfrigérant y est condensé, puis conduit dans l'évaporateur.

Toutes les chambres sont reliées par des vannes à clapet, actionnées automatiquement par les écarts de pression dominants, de sorte qu'un processus circulaire périodique s'établit [19].

### **1.2.2. Les systèmes ouverts, Climatisation par dessiccation**

Contrairement à la climatisation solaire produisant de l'eau froide dans un cycle froid fermé, la climatisation solaire par dessiccation, est un système ouvert. C'est un système qui travaille directement par déshydratation et refroidissement de l'air. Il ne demande pas des températures d'entrée très élevées (45 à 95 °C), et donc de simples capteurs plans peuvent suffire. Du fait que le réfrigérant (eau) est en contact direct avec l'atmosphère, on peut aussi utiliser des capteurs à air [19]. On distingue deux systèmes :

- les systèmes à dessiccant solide: ce sont les systèmes les plus répandus utilisant une roue à dessiccation rotative,
- les systèmes à dessiccant liquide: ce sont les systèmes fonctionnant à base de dessiccant liquide.

Des techniques de refroidissement par absorption (à dessiccant liquide) et par adsorption (à dessiccant solide) sont des solutions qui méritent d'être considérées notamment pour des climats chauds. Ces deux types de systèmes ouverts ont le même principe de fonctionnement. Dans la climatisation solaire par dessiccation on aspire de l'air extérieur filtré et on le déshydrate avec une roue (ou un lit à dessiccant liquide) à sorption pour être ensuite pré-réfrigéré dans un système de récupération de la chaleur. On peut ainsi refroidir l'air jusqu'à 16°C.

Dans le système à dessiccant solide la roue est le point central du système.

Dans le système à dessicant liquide, le couple, régénérateur/absorbeur est le point central du système [19]. Ces systèmes sont utilisés pour produire 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 [21].

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 et par l'exploitation de l'énergie solaire [22].

On parle de systèmes à cycle ouvert car dans ces procédés des échanges de matières avec l'extérieur sont réalisés. La déshumidification de l'air peut être effectuée par un matériau hygroscopique, qui peut aussi bien être liquide que solide.

Ces systèmes à dessiccation ont généralement une simple conception, avec une consommation modérée en énergie électrique s'ils sont reliés à une source d'énergie gratuite et renouvelable comme le rayonnement solaire. Leur performance est affectée par les conditions climatiques externes. La faisabilité de cette technique dans des différents climats a été prouvée par une étude faite par Daou [21]. Les températures élevées et le rayonnement solaire, en été, qui sont en phase avec une augmentation de la charge de refroidissement, donnent la possibilité d'utiliser l'énergie solaire pour la régénération du dessicant.

Des efforts ont été faits dans la recherche et le développement de cette technologie, principalement concentrés sur l'étude de la roue dessicante, qui est l'élément clé dans le système de refroidissement par dessicant solide ; mais malheureusement, peu d'études ont été faites sur le système à dessicant liquide [3, 4].

### **1.2.2.1. Système à Dessicant solide**

Le système de refroidissement par dessicant solide diffère dans sa construction au système à dessicant liquide. La technologie la plus courante utilise des roues à adsorption rotatives généralement constituées de Silica-gel, ou de Zéolite comme matériau hygroscopique. Le principal composant dans ce système est la roue dessicante [4].

Ce système représente 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. Le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif), puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié dans un laveur d'air. Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de régénérer le matériau dessicatif après avoir été réchauffé à l'aide d'un collecteur solaire [22, 23, 24].

Le procédé permettant le refroidissement de l'air destiné à rafraîchir un local comme indiqué sur la figure ci-dessous.

Dans le cas de l'eau, les capteurs peuvent être associés à un ballon de stockage, afin de faire face aux passages nuageux. L'échange de chaleur au point 8 sera réalisé grâce à un échangeur air/eau ou eau/eau. Selon la figure 1.5, le processus du système est le suivant :

Air entrant : 1: Filtration de l'air - 2: (déshumidificateur) par une roue dessiccante - 3/7: passage dans un échangeur de chaleur - 4: réhumidification - 5: ventilation.

Air sortant : 6: rafraîchissement par humidification - 7 et 8: l'air extrait est chauffé, puis par chauffage solaire - 9: régénération de la roue dessiccante.

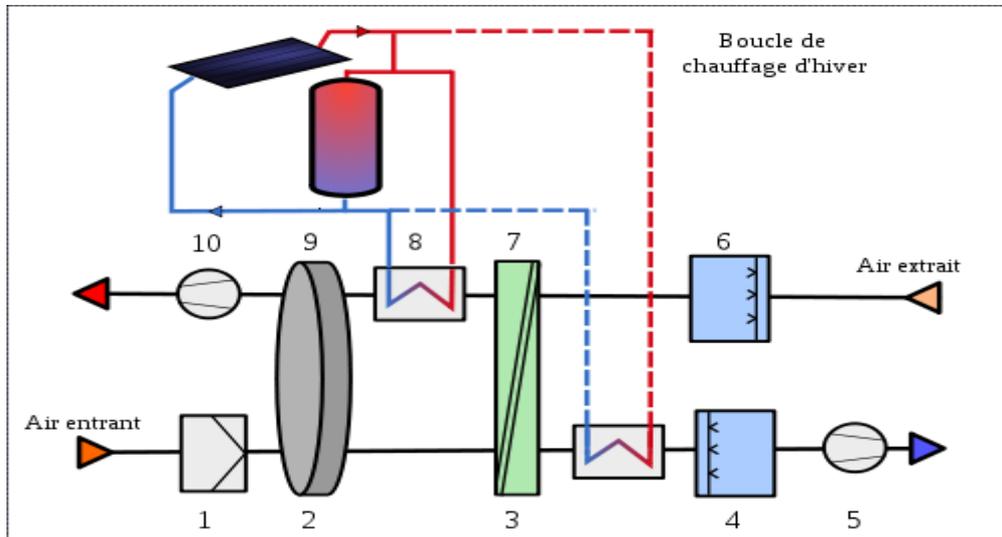


Figure 1.5 : Schéma représentatif du système à dessiccant solide [22].

Un tel cycle permet l'utilisation d'une source solaire que l'on peut obtenir au moyen de capteurs plans à eau ou à air ou sous vide.

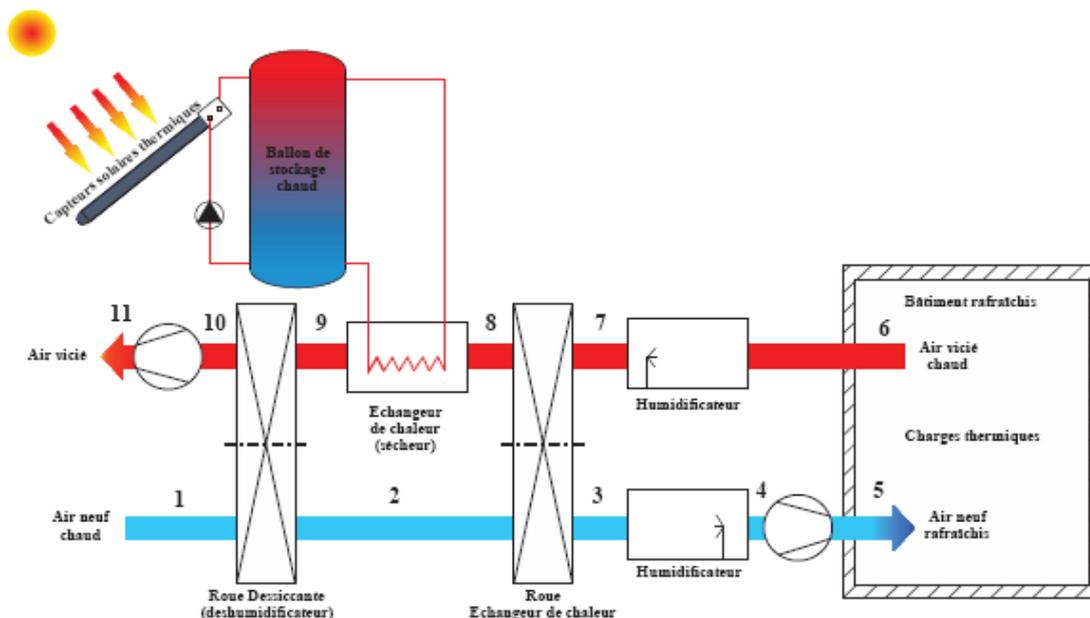


Figure 1.6 : Principe de fonctionnement du système à dessiccant solide [4].

En 2001 Henning et al, [25] ont montré que ce procédé permettait d'économiser jusqu'à 50 % d'énergie primaire par rapport à une solution conventionnelle à compression mécanique de

vapeur. De plus, ces installations ont des coûts de fonctionnement très faibles et respectent l'environnement. Pour améliorer ces procédés, des travaux concernent l'amélioration de la déshumidification [26] et des systèmes de régulation [1].

### 1.2.2.2. Système à Dessicant Liquide

Dans le cas d'un dessicant liquide, la déshydratation est réalisée par absorption et le système fonctionne sur le même concept que le système à dessicant solide. Ce système a une configuration particulière, la roue dessiccante est remplacée par un ensemble déshumidificateur/régénérateur. Il permet le refroidissement de l'air soufflé grâce à une solution absorbante. Pour absorber la vapeur d'eau, la solution est en contact direct avec l'air ambiant. Ce contact se produit dans l'absorbeur (déshumidificateur) et le régénérateur (désorbeur) [4, 27].

Dans ce système de refroidissement, le dessicant liquide circule entre un absorbeur et un régénérateur.

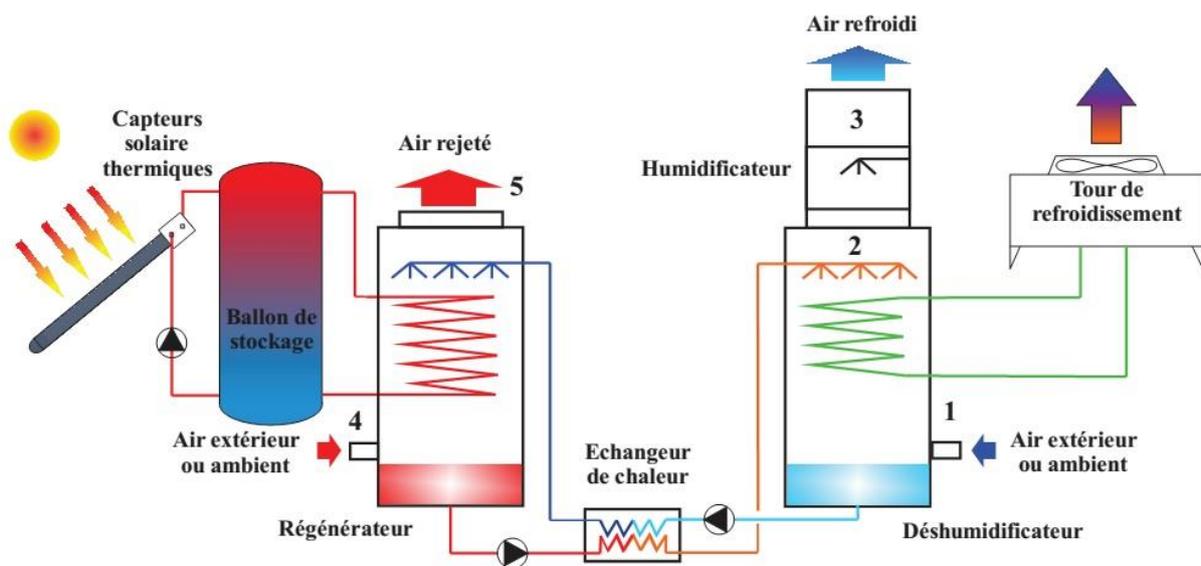


Figure 1.7 : Système à dessicant liquide [4].

- l'air extérieur (1) entre dans l'absorbeur afin d'être déshumidifié. La chaleur d'absorption (réaction exothermique) est évacuée vers l'extérieur par la tour de refroidissement,
- l'air (2) traverse ensuite un humidificateur, afin d'être refroidi à la température souhaitée (3) puis est soufflé dans la pièce à rafraîchir,
- la solution diluée créée dans l'absorbeur est pulvérisée dans le désorbeur au dessus de l'échangeur alimenté par la source chaude solaire (réaction endothermique),
- l'air ainsi chauffé et humidifié est rejeté à l'extérieur. La solution concentrée obtenue est renvoyée vers le déshumidificateur pour un nouveau cycle.

La régénération du dessicant liquide nécessite une faible température de régénération (50\_80°C) qui peut être atteinte facilement par une source de chaleur telle que l'énergie solaire. Le dessicant doit être maintenu à faible température de sorte qu'il garde sa bonne concentration, d'où une faible pression de vapeur, lui permettant d'accomplir le processus de déshumidification d'une façon efficace ; forte capacité de capter ou d'absorber la vapeur d'eau. Afin de maintenir le matériau déshydratant à une basse température dans le déshumidificateur, il faut que le système dispose d'un équipement de refroidissement qui sera en liaison directe avec l'absorbeur telle qu'une Tour de refroidissement.

La Force motrice du processus de déshumidification est la différence de pression de vapeur d'eau dans l'air et la pression de vapeur d'eau à l'interface (dessicant-air). Par conséquent, cette force motrice peut être augmentée en augmentant la concentration de l'agent déshydratant ou en abaissant sa température d'où, le potentiel de transfert de masse sera plus efficace.

Il existe différentes configurations pour l'absorbeur/régénérateur. Le régénérateur peut être construit comme un lit à garnissage, une chambre à pulvérisation, de minces plaques parallèles à film tombant. Concernant l'absorbeur, il a généralement la même configuration que le régénérateur.

De manière à augmenter les performances du système, un échangeur récupérateur de chaleur est installé entre la solution diluée sortant du déshumidificateur et la solution concentrée sortant du régénérateur. Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le régénérateur et de sous-refroidir la solution concentrée avant son retour vers le déshumidificateur. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au régénérateur et à évacuer à l'absorbeur [4, 27].

Le principe consiste en un rafraichissement de l'air par humidification tout en introduisant une unité de déshumidification avec un déshydratant. Ce dernier sera régénéré au moyen d'air chaud, par l'intermédiaire d'une installation solaire.

Pour assurer le confort à la fin du processus et permettre d'abaisser la température de sortie d'air, avant l'humidification adiabatique, on déshumidifie l'air et on le refroidit grâce à un échange avec l'air extrait.

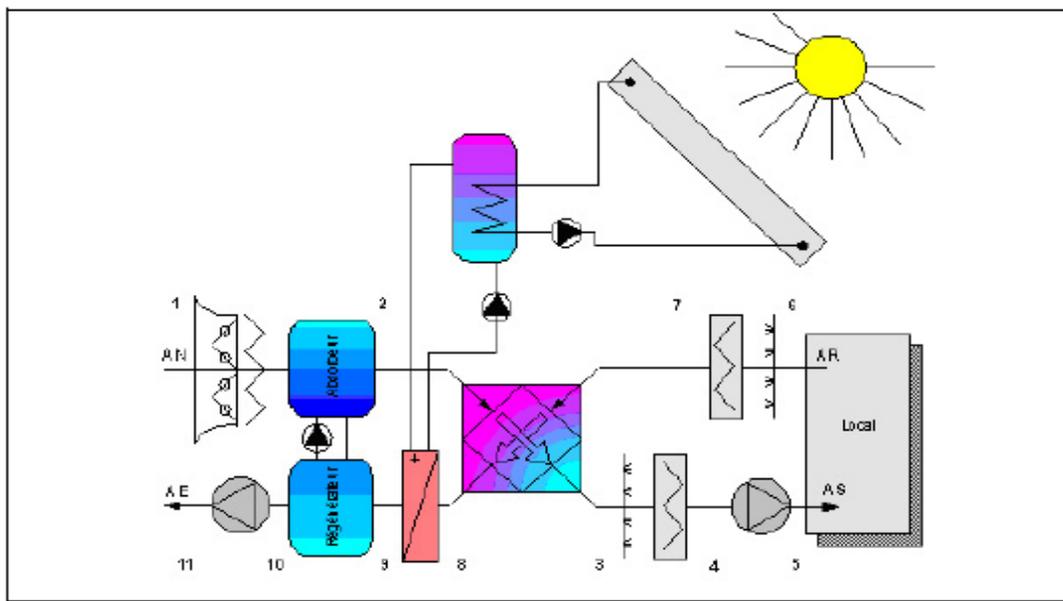
Ce procédé de déshumidification par dessiccation se traduit par un transfert de vapeur d'eau contenue dans l'air vers le matériau dessicant commandé par la différence de pression de vapeur. Ainsi, il est nécessaire de régénérer le matériau dessicant pour qu'il puisse à nouveau absorber de la vapeur d'eau. Le procédé de régénération est généralement un réchauffage de l'air, qui permet d'inverser les pressions de vapeur. Ce réchauffage peut être obtenu au moyen d'une source d'énergie telle que le solaire. La technologie retenue pour les échangeurs est celle d'un déshumidificateur et d'un échangeur à plaque, afin de réaliser la régénération.

Les solutions liquides ayant un fort pouvoir hygroscopique sont des solutions ayant une pression partielle de vapeur saturante plus faible. Le phénomène hygroscopique de la solution saline est lié à la concentration :

- plus la solution saline est concentrée, plus elle est hygroscopique, mais sa pression de vapeur d'eau est faible,

La figure suivante montre un schéma de principe d'un système de rafraîchissement à dessiccation liquide à échangeur de chaleur à plaque.

## A\_ Principe de fonctionnement



**Figure 1.8 : Système à dessiccant liquide à échangeur de chaleur à plaque [28].**

La Fig. 1.8 représente un schéma de principe d'une installation fonctionnant selon le principe de refroidissement à dessiccation liquide. On peut observer l'échangeur à plaque, points (2–3) et points (7–8), les deux humidificateurs adiabatiques, la pulvérisation de la solution saline riche (en sel), et la régénération par énergie solaire de la solution saline pauvre.

On peut décrire les différentes étapes de ce cycle ouvert de la manière suivante :

### Air frais :

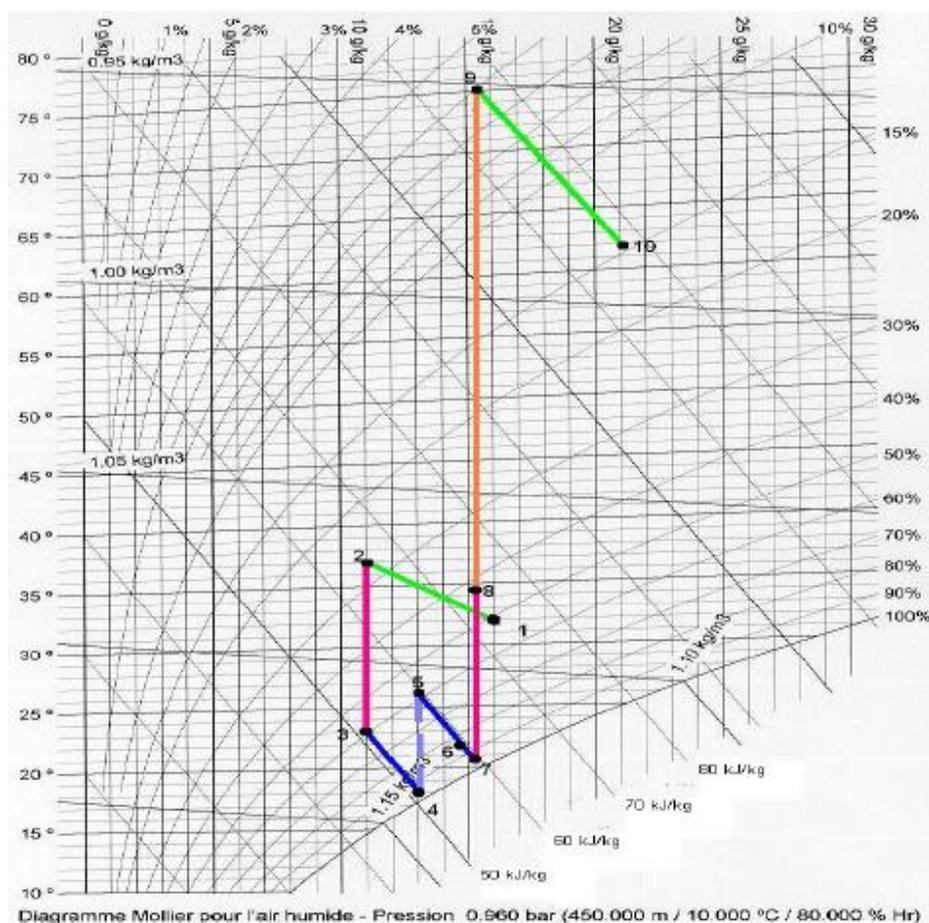
- 1- l'air frais entre chaud et humide, c'est de l'air aux conditions normales estivales extérieures,
- 2- déshumidification de l'air neuf pour l'absorption. Une dessiccation de l'air se fait à l'aide d'une solution saline liquide. Ce principe de déshumidification va entraîner une diminution de la teneur en eau,
- 3- humidification adiabatique, c'est l'humidification de l'air neuf par un laveur ou un pulvérisateur (isenthalpe), permettant d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité pour l'air neuf avant sa pulsion dans la pièce à climatiser.  
Le point 4 sur le diagramme (h-x) représente le point de soufflage de l'air neuf dans la pièce,
- 4- refroidissement de l'air par un échangeur thermique: c'est un échange de chaleur entre l'air frais déshumidifié et l'air repris humidifié auparavant,

- échanges thermiques de la pièce. Il y a un apport de chaleur, la température de l'air frais augmente puisqu'il prend la chaleur de la pièce avant d'être repris.

### Air repris :

- l'air est ensuite repris du local, sera humidifié (humidification adiabatique) pour abaisser la température, dans le but de réaliser un échange de chaleur, avec l'air neuf.  
Cette humidification de l'air repris se fait pratiquement jusqu'au point de saturation dans le but de bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique,
- échange thermique avec l'air neuf. L'air repris passe maintenant dans l'échangeur de chaleur afin d'absorber ou de prendre une quantité de chaleur de l'air neuf ; donc dans le but d'abaisser la température de l'air frais,
- réchauffement de l'air repris par unité de capteurs solaires pour obtenir une enthalpie supérieure à celle de l'absorption, dans le but de réaliser une désorption de la solution saline (ou régénération de la solution saline), cette augmentation de température peut se faire par des panneaux solaires afin d'augmenter le bilan énergétique du système,
- humidification adiabatique de l'air vicié par régénération de la solution saline, donc régénération du desiccant liquide [28].

La théorie du diagramme h-x est représentée sur la figure suivante :



**Figure 1.9 : Principe de traitement d'air sur le Diagramme h-x [28]**

La centrale de traitement d'air par dessiccation offre un contrôle complet de la température et de l'humidité dans les locaux climatisés. Son élément clé est le bloc déshumidificateur/régénérateur qui permet la dessiccation de l'air et la régénération continue du dessicant [3].

## **B\_ Avantages et inconvénients du système à dessicant**

Les systèmes de refroidissement par dessiccation sont une alternative intéressante aux systèmes traditionnels de climatisation. Cependant, ils présentent certains inconvénients [3] :

- coûts d'investissement élevés,
- maîtrise difficile des paramètres,
- outils de modélisation moins développés,

Ce système présente les avantages suivants :

- il utilise une source thermique qui peut être de l'énergie solaire, donc totalement gratuite, propre, renouvelable, et non limitée par l'épuisement de son gisement,
- les besoins en froid coïncident et évoluent la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire,
- il permet une réduction substantielle de la consommation d'électricité,
- la nuisance sonore du compresseur est supprimée,
- protection de l'environnement par l'utilisation de dessicants qui sont des éléments inoffensifs pour l'environnement et ne contribuent pas à la destruction de la couche d'ozone,
- le coût d'une énergie renouvelable est surtout fixé par l'investissement, il ne dépend pas des variations des cours du pétrole, du gaz ou des matières premières.
- système rentable surtout si la source d'énergie utilisée pour la régénération du dessicant est gratuite ou à très faible coût, comme c'est le cas de l'énergie solaire,
- système à montage et entretien faciles [3, 21].

### **1.3. Matériaux Dessicants**

Les dessicants sont des matériaux qui ont une capacité d'attirer et de conserver d'autres substances liquides ou gazeuses. Ils ont une grande affinité pour l'eau. La capacité que possèdent les dessicants à absorber la vapeur d'eau varie en fonction de l'humidité relative auquel le dessicant est mis en contact. Tous les matériaux dessicants ont un comportement similaire ; ils attirent la vapeur jusqu'à l'état d'équilibre avec l'ambiance.

L'humidité sera extraite du dessicant en le chauffant à des températures qui varient entre 50°C et 260°C, tout en l'exposant à un courant d'air extracteur.

La sorption génère de la chaleur sensible égale à la chaleur latente de la vapeur d'eau. Cette chaleur est transférée au dessicant et à l'air ambiant. Ce phénomène d'attraction et de captage de l'humidité est appelé adsorption (sorption physique) ou absorption (sorption chimique). Pendant l'adsorption il n'y a pas de changement d'état du dessicant par contre dans l'absorption, il y a un changement d'état du dessicant.

Les matériaux dessicants peuvent être des liquides ou des solides. Les absorbants sont liquides et les adsorbants sont des matériaux solides [18].

### 1.3.1. Les dessiccants liquides

Les dessiccants liquides sont des matériaux déshydratants à fort pouvoir de capter ou d'absorber la vapeur d'eau. En plus des capacités de déshumidification, ces liquides sont également capables d'absorber des gaz polluants, améliorant ainsi la qualité de l'air intérieur [29].

Les solutions liquides ayant un fort pouvoir hygroscopique sont des solutions ayant une faible pression partielle de vapeur saturante. Cette pression de vapeur saturante est proportionnelle à sa température et inversement proportionnelle à sa concentration. Ces solutions sont pulvérisées sur un substrat afin d'être mises en contact avec le flux d'air et capturent ainsi l'humidité de ce dernier en cas d'absorption, la relâche en cas de désorption, ou régénération [1].

Les quatre fluides dessiccants les plus couramment utilisés dans le système de conditionnement d'air solaire par dessiccant liquide sont:

- le Tri éthylène Glycol (TEG),
- le Chlorure de lithium (LiCl),
- le Chlorure de Calcium ( $\text{CaCl}_2$ ),
- le Bromure de Lithium (LiBr).

Pour les applications de déshumidification de l'air pour la climatisation par dessiccation, le chlorure de lithium (LiCl) est le plus adapté à cause de sa capacité d'absorption.

De plus, il faut noter que LiCl peut être régénéré à partir de 40°C en pratique, on utilise des températures de l'ordre de 70 à 80°C, [1, 24].

Le  $\text{CaCl}_2$  et LiCl sont les dessiccants les plus dominants dans les récentes recherches de déshumidification à base d'un déshydratant liquide.

Le mélange de deux dessiccants, le  $\text{CaCl}_2$  et LiCl a fait l'objet d'étude effectuée par Ertas [30] et le résultat montre que le LiCl présente d'excellentes performances d'absorption et de stabilité, mais le coût est élevé, tandis que le  $\text{CaCl}_2$  présente de plus faibles performances mais un faible coût [24, 29].

Une importante étude de solution aqueuse  $\text{CaCl}_2$  et le LiCl, Conde [31] a présenté les résultats expérimentaux empiriques obtenus relatifs à la capacité calorifique, la densité, l'enthalpie au cours de la dilution, la pression de vapeur, et d'autres propriétés. Ce sont des mélanges avec de l'eau à différentes concentrations.

#### a) Chlorure de lithium : LiCl

C'est un composé chimique de formule LiCl. Il est produit par traitement du carbonate de lithium avec l'acide chlorhydrique. Ce sel a une extraordinaire solubilité dans les

solvants polaires (83g/100ml d'eau à 20°C) et des propriétés hygroscopiques. Il est utilisé comme desséchant pour l'air dans les applications de conditionnement d'air. C'est un matériau irritant et peut causer des dermatites [32].

#### **b) Bromure de lithium : LiBr**

Produit solide poudreux ou en cristaux, blanc, inodore, ininflammable, incombustible, et en cas d'incendie, des vapeurs toxiques peuvent se former. Il absorbe l'humidité de l'air. Il est utilisé comme agent de déshydratation dans les systèmes de climatisation. Pour la manipulation, il faut éviter tout contact avec la peau. Le bromure de lithium a la pression de vapeur d'eau la plus faible, mais il est très cher.

#### **c) Chlorure de calcium : CaCl<sub>2</sub>**

Le chlorure de calcium est un composé de calcium et de chlore, de formule chimique CaCl<sub>2</sub>, préparé en faisant réagir de l'acide chlorhydrique et du carbonate de calcium. C'est un produit très soluble dans l'eau, très hygroscopique et qui doit être conservé dans des récipients bien fermés. Il est également recherché pour ses qualités exothermiques.

Le chlorure de calcium a un goût amer, il est ajouté aux aliments cuisinés, industriellement, pour augmenter la dureté cellulaire de la nourriture.

Il est aussi utilisé en biologie, il permet de rendre un certain type de bactérie apte à une transformation.

Les solutions de CaCl<sub>2</sub> ont la propriété de rendre les parois cellulaires de certaines bactéries plus poreuses. Cela en fait un produit utilisé en laboratoire dans la recherche génétique.

Etant très hygroscopique, le CaCl<sub>2</sub> est utilisé pour la déshumidification de l'air dans les centrales de climatisation.

Le chlorure de calcium dihydrate (CaCl<sub>2</sub> .2H<sub>2</sub>O) est utilisé comme dessiccant dans la production de produits pétroliers et dans des fluides de creusage de puits d'huile.

Le chlorure de calcium est irritant pour les yeux et la peau, il doit être manipulé avec des gants. Il est relativement sans danger à manipuler. C'est un sel qui est solide à la température ambiante. Il est utilisé dans des unités de réfrigération, pour le salage des routes par grand froid. Dans une immense majorité des cas, le chlorure de calcium est utilisé sous forme liquide. Les concentrations commerciales sont les suivantes :

- 33 % (CaCl<sub>2</sub> . 6H<sub>2</sub>O, dilué – densité 1,33).
- 42 % (CaCl<sub>2</sub> . 6H<sub>2</sub>O, dilué – densité 1,41).
- 72-82 % (CaCl<sub>2</sub> . 2H<sub>2</sub>O, sous forme de paillettes ou poudres – température de cristallisation +180°C).
- >96 % (CaCl<sub>2</sub> . 0H<sub>2</sub>O, sous forme de paillettes ou poudres – température de cristallisation > 180°C).

#### **d) Le Tri éthylène Glycol : TEG**

Le matériau est généralement dénommé : TEG. C'est un liquide visqueux incolore, inodore, stable, à faible viscosité, miscible à l'eau avec un point d'ébullition élevé 198°C et un point de fusion 13°C. Il est également soluble dans l'éthanol, l'acétone,

l'acide acétique, la glycérine, la pyridine, légèrement soluble dans l'éther et insoluble dans l'huile, la graisse.

Il est connu pour sa qualité hygroscopique et sa capacité à déshumidifier un fluide. Il est moins toxique que le diéthylène glycol. Il est utilisé comme plastifiant pour le PVC ainsi que dans les systèmes de climatisation pour la déshumidification de l'air, comme produit déshydratant.

Les dessiccants peuvent être analysés à travers certains critères pour une application optimale de déshumidification [1] :

- **Performance (faible pression de vapeur du soluté):**

C'est la quantité de vapeur d'eau pouvant être absorbée par la solution. La force motrice de l'échange est la différence de pression de vapeur entre l'air et la solution. Plus la pression de vapeur d'un fluide est faible, plus la déshumidification sera efficace. Ce paramètre est fonction des caractéristiques physiques de la solution (ex: température de fusion, et d'ébullition, solubilité, masse volumique), mais aussi des caractéristiques globales de l'échangeur, à savoir géométrie, débits, etc...

- **Corrosivité :**

Les sels sont des substances corrosives, il faut donc être très vigilant lors de la conception pour, d'une part s'assurer de la non corrosivité des matériaux employés, et d'autre part s'assurer le plus possible d'éviter les fuites.

- **Cristallisation :**

Les sels employés étant en solution aqueuse, il y a une limite de concentration de ceux-ci. Cette limite est fonction de la température et de la concentration de la solution. Elle est importante car elle oblige à limiter la concentration des solutions et ainsi limiter les capacités d'absorption.

- **Toxicité :**

Les fluides choisis doivent avoir la toxicité la plus faible possible. Tout procédé doit empêcher toute gouttelette entraînée dans le flux d'air.

- **Viscosité :**

Les fluides doivent avoir une faible viscosité afin d'avoir une forte capacité d'écoulement. De ce fait, la température du dessiccant ne doit pas augmenter afin d'aboutir à une efficace déshumidification de l'air.

- **Solubilité :**

La solubilité est la capacité que possède le soluté à se dissoudre dans le solvant. Le dessiccant doit avoir une concentration optimale afin de pouvoir absorber l'humidité de l'air et être dilué.

- **Coût :**

Une évaluation peut être effectuée en fonction du volume utilisé, dépendant de l'existence d'un stockage de la solution ou non.

### **1.3.2. Les dessiccants solides**

Les adsorbants sont des matériaux solides ; ils attirent l'eau à leur surface. Quand la totalité de la surface est couverte de molécules, l'adsorbant peut également capter de l'eau parce que la vapeur se condense dans la première couche et remplit les capillarités du matériau. Les adsorbants industriels, commercialement disponibles, et les plus utilisés dans les centrales de traitement d'air par dessiccation, sont : les charbons actifs, les zéolithes, le gel de silice et les alumines activées [3, 18].

#### **a) Les charbons actifs**

Le charbon actif est constitué de matière de carbone et se présente sous la forme d'une poudre noire. Il subit un traitement afin de développer sa matrice poreuse. Sa régénération thermique requiert une température très élevée [1, 33].

#### **b) La Zéolithe**

Une zéolithe est un cristal formé d'un squelette microporeux d'aluminosilicate. Les porosités de la structure sont toutes de même taille. Il existe de nombreuses structures de zéolithe [1].

#### **c) Le Silica gel**

Le matériau est formé de gel de silice très poreux avec une surface d'échange interne importante. Il a une capacité d'absorber jusqu'à 40% de son poids. Il existe différentes tailles de pores. C'est l'adsorbant solide le plus utilisé pour les applications industrielles de déshumidification de l'air et aussi dans l'industrie agroalimentaire, sous forme de petits sachets de grains de gel de silice afin de conserver les aliments ou les médicaments à un faible taux d'humidité.

#### **d) Les Alumines activées**

Les alumines activées sont des oxydes d'aluminium très poreux. Ils ont une très grande porosité et ils sont utilisés dans les procédés de déshumidification.

## 1.4. Conclusion

L'augmentation de la consommation mondiale d'énergie et l'augmentation de la pollution de l'environnement due à l'utilisation de fluides de refroidissement nuisibles contribuent de manière significative à la destruction de la couche d'ozone et au réchauffement climatique. Ces raisons ont incités les chercheurs à trouver des solutions alternatives tels que les systèmes de refroidissement par dessiccation pour réduire la facture énergétique et protéger l'environnement.

Le contexte climatique et énergétique actuel est responsable d'un regain d'intérêt pour le rafraîchissement solaire des bâtiments ces dernières années, plus particulièrement envers les systèmes de petites puissances. La raison principale est le développement du marché du résidentiel, ainsi que du petit et du moyen tertiaire, de part l'augmentation du niveau de vie et de la demande en confort thermique des occupants.

La climatisation par dessiccant est une alternative intéressante aux systèmes classiques par compression de vapeur, afin d'assurer une protection de l'environnement et une réduction de la consommation en énergie électrique. Les dessiccants utilisés dans ce système peuvent être liquide ou solide.

Dans ce chapitre on a présenté un état de l'art des techniques de rafraîchissement utilisant l'énergie solaire – l'absorption, l'adsorption et la dessiccation couplée avec l'humidification – en détaillant la technique du système à dessiccant liquide par énergie solaire ; tout en précisant le principe de fonctionnement ainsi que les avantages et les inconvénients de cette technologie.

Egalement, les différents matériaux solides et liquides, qui peuvent être utilisés dans ce système de climatisation solaire, ont été exposés.

## Chapitre 2

# Capteurs solaires appliqués aux systèmes de rafraîchissement d'air

### 2.1. Introduction

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire, ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque, était sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile.

Toutefois, sans être totalement gratuite, l'énergie solaire présente des coûts de fonctionnement réduits et offre, dans certains cas, une alternative économiquement rentable par rapport aux sources d'énergie conventionnelles.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques, qui grandiront au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront, mais surtout à des considérations liées à la protection de l'environnement : pas de rejets polluants, pas de danger radioactif et de déchets encombrants, possibilité de limitation de l'emploi de fluides frigorigènes pour les systèmes de production de froid [34].

L'énergie thermique nécessaire au fonctionnement des technologies de rafraîchissement solaire provient du rayonnement solaire. L'énergie totale transportée par le rayonnement solaire sur une distance soleil-terre, et en temps clair, est de l'ordre de  $1350 \text{ W/m}^2$  dans l'espace hors atmosphère terrestre. La captation de l'énergie solaire est une technique connue depuis l'antiquité. Plusieurs technologies ont été développées afin de convertir cette énergie gratuite pour combler nos besoins énergétiques [1, 33, 35].

### 2.2. Capteurs solaires thermiques

L'énergie solaire qui arrive sur la surface de la terre est une source considérable. En temps clair, le rayonnement solaire global dépasse  $1000 \text{ W/m}^2$ . Des technologies ont été développées afin de convertir cette énergie gratuite pour combler nos besoins énergétiques [33]. Des capteurs photovoltaïques transforment l'énergie solaire en électricité alors que les capteurs thermiques la transforment en énergie thermique.

Dans la technologie (dessicant cooling system), la régénération du dessicant sera réalisée par énergie solaire thermique.

Il existe une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre à différents besoins selon le type d'application considéré, la nature de l'élément caloporteur utilisé et le niveau de

température qu'ils permettent d'atteindre. Il faut choisir le type de capteur qui correspond le mieux au niveau de température auquel on désire travailler [1, 33, 35].

Les capteurs solaires thermiques sont un genre spécifique d'échangeurs de chaleur, qui transforment le rayonnement solaire en chaleur, et transfèrent cette chaleur vers un fluide caloporteur, liquide ou gazeux. La chaleur ainsi récupérée est soit utilisée directement, soit transférée vers un dispositif de stockage de chaleur.

Les technologies de capteurs solaires thermiques les plus connues sont les capteurs plans, les capteurs sous vide et les capteurs à concentration.

### **2.2.1. Capteurs solaires plans**

Ce type de capteurs solaires est le plus utilisé pour produire de la chaleur à un niveau de température faible. On distingue deux types, les capteurs à eau et les capteurs à air. Les deux ont globalement la même configuration et se différencient par le fluide caloporteur, à savoir l'eau ou l'air.

Un capteur plan est constitué d'une couverture transparente, d'un absorbeur, d'un isolant et d'un caisson. La couverture transparente doit être transmissible pour le rayonnement avec une opacité vis-à-vis du rayonnement infra-rouge émis par l'absorbeur. Ce dernier ayant une absorption élevée et une émissivité réduite est constitué généralement de deux couches. La première, ayant subi un traitement chimique particulier, est couverte d'un revêtement qui augmente l'absorption et réduit l'émission. Derrière cet absorbeur, une couche épaisse d'isolant réduit les pertes thermiques.

Pour les capteurs à air, un espace sépare l'absorbeur et l'isolant à travers lequel l'air circule pour se chauffer.

Pour les capteurs à eau, des tubes sont intégrés à la surface de l'absorbeur ce qui permet de faire circuler l'eau et collecter l'énergie emmagasinée par l'absorbeur.

Les capteurs plans sont généralement fixes et n'ont pas besoin de suivre la position du soleil. Ils doivent être orientés vers le Sud. La position optimale d'inclinaison du capteur est égale à la latitude avec une variation de  $\pm 10$  à 15 degrés.

Les capteurs solaires plans sont les plus répandus du fait de leurs performances dues à une meilleure isolation mais aussi des avancées techniques réalisées sur la qualité de l'absorbeur qui est une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge. Ces capteurs permettent d'atteindre des températures d'eau de l'ordre de 100°C dans le cas des doubles vitrages. Leurs applications les plus répandues sont la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage de bâtiments. Les figures ci-dessous présentent une vue d'ensemble et une coupe schématique des capteurs solaires à air et à eau [4, 18, 33, 36].

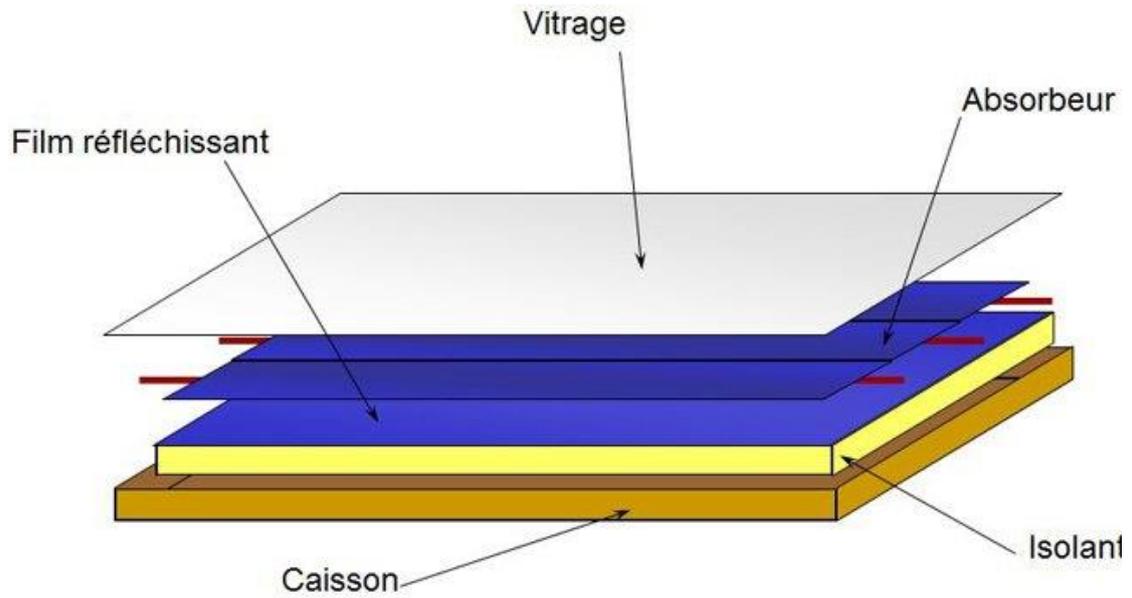


Figure 2.1 : Vue d'ensemble d'un capteur solaire thermique [37]

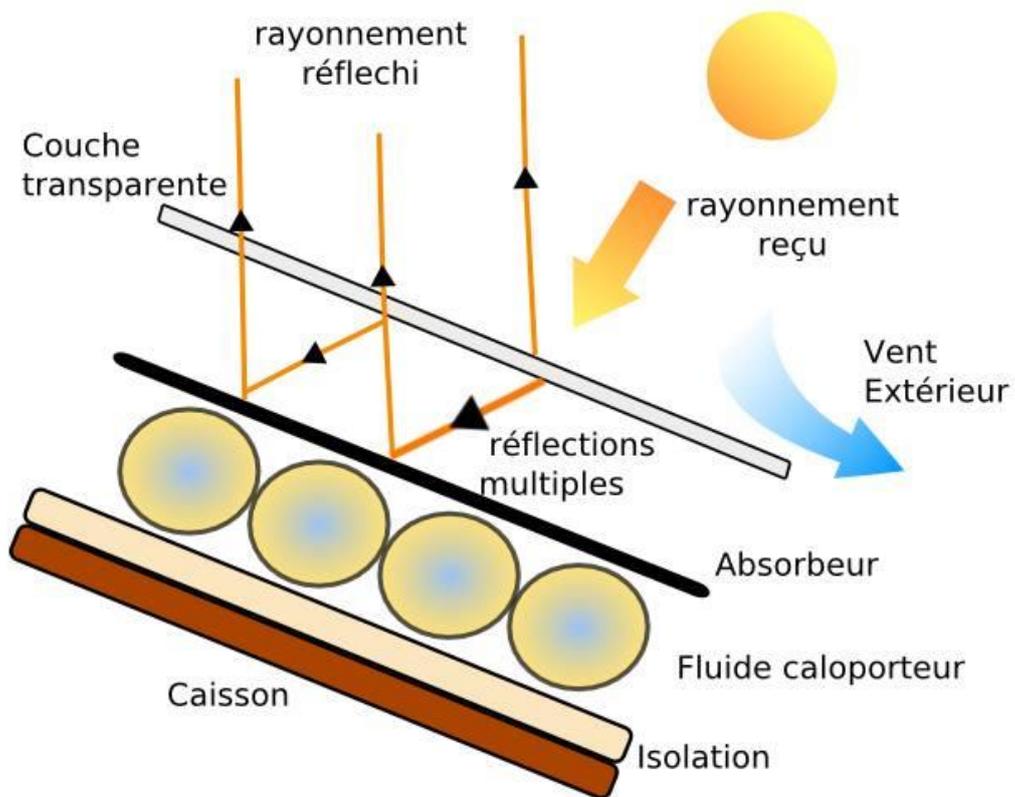
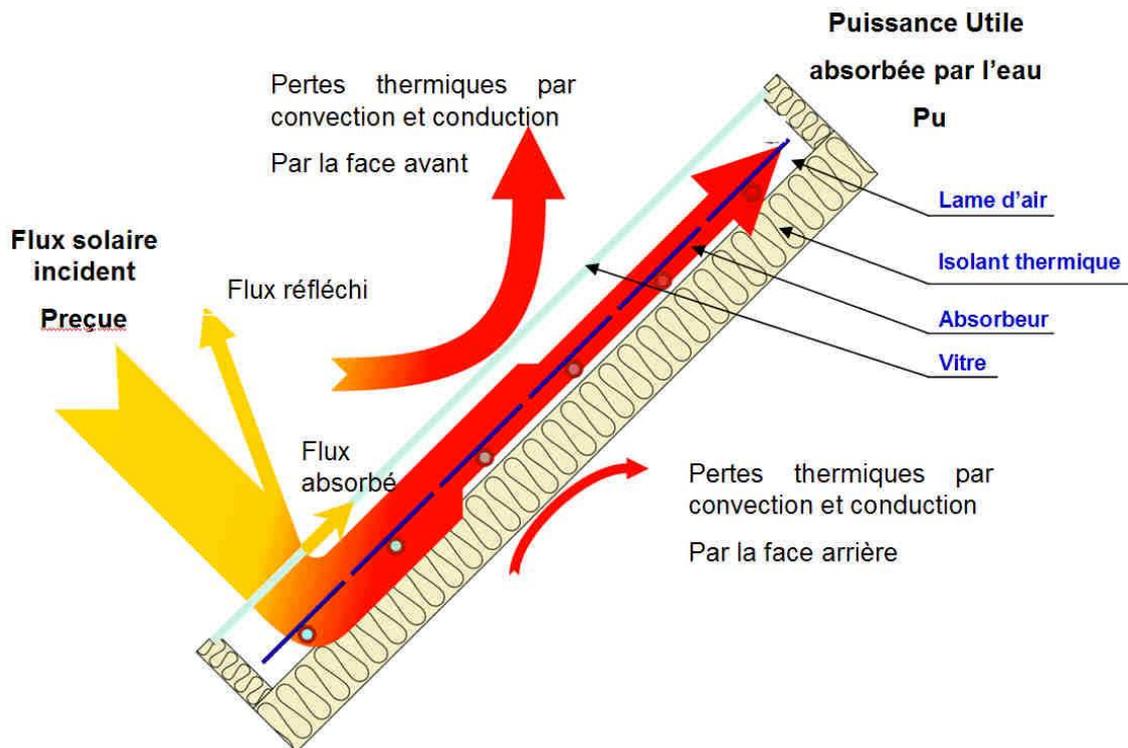


Figure 2.2 : Coupe schématique de capteur solaire à eau



**Figure 2.3 : Coupe schématique de capteur solaire à air**

Les capteurs à eau sont de loin les plus utilisés. Il faut noter que ces capteurs ont un rendement qui dépend fortement de la température d'exploitation. Pour une production d'eau chaude sanitaire à 50°C, le rendement global est de 0,45 ; tandis que pour des applications de climatisation par dessiccation où la température d'exploitation du capteur est de l'ordre de 70°C à 75°C, le rendement est de l'ordre de 0,35. Afin de limiter les pertes par convection, un double vitrage est nécessaire pour améliorer le rendement [33]. Les capteurs plans peuvent assurer des températures variant de 30°C à 150°C et ne nécessitent ni concentration du rayonnement incident, ni un suivi du soleil.

#### a) Couverture transparente

C'est une surface faite d'un matériau transparent au rayonnement visible mais opaque au rayonnement infra-rouge, permettant de réaliser un effet de serre.

La couverture transparente doit être la plus transmissible possible pour le rayonnement solaire de courte longueur d'onde et, en parallèle, elle doit avoir une opacité vis-à-vis du rayonnement infrarouge émis par l'absorbeur ; ainsi, tout flux solaire traversant le vitrage se retrouve piégé.

Le vitrage est fixé hermétiquement pour limiter la circulation d'air entre l'absorbeur et sa face inférieure mais aussi pour éviter tout dépôt d'impureté sur l'absorbeur ou tout problème d'humidité à l'intérieur du capteur.

La couverture peut être simple ou double vitrage qui assure la protection de l'absorbeur et réduit les pertes thermiques convectives. La vitre permet de créer un effet de serre dans le

capteur grâce à la propriété du verre pratiquement opaque dans l'infrarouge réduisant ainsi l'échange avec le milieu extérieur.

En général, le verre transmet 95% du rayonnement solaire à courte longueur d'onde. Le verre à faible concentration en fer a une haute transmissivité pour la radiation solaire (approximativement 0,85 – 0,9) et une transmissivité nulle pour les radiations infrarouges émises par l'absorbeur (5 $\mu$ m – 50  $\mu$ m). Les films en plastique ont aussi une haute transmissivité pour de courte longueur d'onde mais la plupart peuvent avoir une transmissivité de l'ordre de 0,4 pour l'infrarouge. Les plastiques ont une faible masse, ils sont flexibles et ne se brisent pas par les cailloux. L'utilisation de la couverture transparente du capteur permet d'accroître son rendement et d'assurer des températures de plus de 70°C, en créant un effet de serre qui réduit les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur [1, 18, 38, 39].

## **b) Absorbeur**

L'absorbeur est la partie vitale du panneau thermique, il a pour fonction de transformer l'énergie solaire en chaleur. Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes à travers lesquels circule le fluide caloporteur (eau : dans le cas de capteur à eau), ou, une lame d'air intégrée à la place des tubes (dans le cas de capteur à air). Il doit absorber la plus grande quantité de rayonnement solaire possible et de perdre le moins possible, par l'arrière à travers l'isolation ou vers l'atmosphère. Il transmet cette chaleur vers le fluide caloporteur.

L'absorptivité du rayonnement solaire par sa surface extérieure dépend de la nature et de la couleur de son revêtement et de l'angle d'incidence du rayonnement. En général, il est de couleur noire.

La surface extérieure de l'absorbeur doit avoir une absorptivité élevée du rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur et aussi une faible émissivité pour les grandes longueurs d'onde et une forte conductivité thermique [18, 39].

L'absorbeur se caractérise par deux paramètres :

- facteur d'absorption solaire  $\alpha$  (ou absorptivité) : rapport du rayonnement lumineux absorbé par le rayonnement lumineux incident,
- facteur d'émission infrarouge  $\varepsilon$  (ou émissivité) : rapport entre l'énergie rayonnée dans l'infrarouge lorsque l'absorbeur est chaud et celle qu'un corps noir rayonnerait à la même température.

Dans les applications de chauffage solaire, on cherche à obtenir le meilleur rapport, facteur d'absorption solaire/facteur d'émission infrarouge et ce rapport est appelé sélectivité.

Le matériau constituant l'absorbeur est en général en cuivre ou aluminium mais aussi parfois en matière plastique [40, 42].

Les propriétés de quelques matériaux utilisés comme absorbeurs sont : [43].

Type de Matériau	Absorptivité $\alpha$	Emissivité $\varepsilon$	Sélectivité $\alpha/\varepsilon$	Température max.
<b>Black nickel</b>	0.88 – 0.98	0.03 – 0.25	3.7 – 32	300°C
<b>Graphic film</b>	0.876 – 0.92	0.025 – 0.061	14.4 – 36.8	250°C
<b>Black copper</b>	0.97 – 0.98	0.02	48.5 – 49	250°C
<b>Black chrome</b>	0.95 – 0.97	0.09 – 0.30	3.2 – 10.8	350 – 425°C

**Tableau 2.1 : Propriétés de quelques matériaux pour absorbeur**

Les caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques pouvant constituer l'absorbeur d'un capteur solaire plan sont regroupés dans le tableau suivant [39]:

Métal	Conductivité thermique (w/m.k)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.k)	Absorptivité	Emissivité
<b>Cuivre</b>	384	8900	398	0.25	0.02
<b>Acier inoxydable</b>	14	7800	460	0.01	0.04
<b>Aluminium</b>	204	2700	879	0.63	0.09

**Tableau 2.2 : Caractéristiques thermo-physiques des matériaux métalliques**

Les propriétés thermiques et optiques de quelques surfaces transparentes sont listées dans le tableau suivant [44, 45] :

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique (J/kg.k)	Conductivité thermique (w/m.k)
<b>Verre à vitre</b>	3	85 – 92	2700	840	0.93
<b>Polycarbonate</b>	3.2	82 – 89	1200	1260	0.2
<b>Polyméthacrylate</b>	3.2	89 – 92	1200	1460	0.2
<b>Polyester armé</b>	1	77 – 90	1400	1050	0.21
<b>Polyfluoroéthyle propylène</b>	0.05	97	2.51	1170	0.25
<b>Polyfluorure vinyle</b>	0.1	93	1.5	1380	0.12

**Tableau 2.3 : Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes**

Dans le cas des métaux, on utilise le cuivre, l'acier inoxydable, ou l'aluminium, qui ont de bonnes conductivités thermiques. L'absorbeur ne doit pas être une couche trop mince.

En pratique, on emploie généralement, une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3 mm, [46].

Pour les capteurs solaires plans, le fluide caloporteur peut être de l'air ou de l'eau (avec un antigel). En conséquence, l'absorbeur doit posséder un réseau de canaux dans lequel le fluide caloporteur peut circuler. Ce réseau de canaux, en général, couvre toute la surface du panneau. Les canaux contenant le fluide caloporteur ne doivent pas être trop espacés ; ainsi, la transmission de la chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur se fait plus efficacement.

Dans la pratique, on choisit un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes ; cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique, et une utilisation réduite des matériaux pour garder un coût de fabrication le plus bas possible [39, 46].

En général, un absorbeur efficace a une bonne absorptivité ainsi qu'une faible émissivité. Cependant, les surfaces métalliques tendent à réfléchir la lumière d'où une perte d'énergie. Pour résoudre ce problème, les surfaces métalliques doivent être enduites d'une surface sélective qui, d'une part, absorbe le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde avec un rendement élevé et, d'autre part, ne perd que très peu d'énergie grâce à son état de surface qui agit comme un piège vis-à-vis du rayonnement infra-rouge, avec ( $\alpha > 0.9$ , et  $\varepsilon < 0.15$ ), [39, 40].

Comme matériaux utilisés pour l'absorbeur, on distingue :

- **Les matériaux des premiers absorbeurs :**

**L'acier** : matériau facile à retrouver, cela a été aussi le premier utilisé. Il s'est avéré que les absorbeurs en acier étaient très sensibles à la corrosion. Ils n'ont pas eu un grand succès.

**L'acier inoxydable** : ces absorbeurs constitués d'un serpentin en tubes d'acier inoxydable collés entre deux feuilles d'aluminium pré-embouties, étaient résistants à la corrosion, mais avaient un faible rendement à cause d'une perte de contact entre les tubes et les feuilles d'aluminium.

**L'aluminium** : ces absorbeurs avaient l'inconvénient d'être sensible à la corrosion avec certains fluides caloporteurs mal dosés (antigel corrosif)

- **Les matériaux des absorbeurs d'aujourd'hui :**

**Le cuivre** : les absorbeurs couramment utilisés actuellement sont constitués de tubes en cuivre ou inox, soudés sur une feuille d'aluminium. Ils ne présentent presque jamais de trace de corrosion, même après 20 ans.

On distingue deux types :

- Les absorbeurs en feuilles d'aluminium plaquées, de cuivre,
- Les absorbeurs en tube de cuivre, soudés de feuilles de cuivre ou d'aluminium.

- **Le revêtement sélectif de l'absorbeur :**

- chromage noir,
- revêtement à l'oxyde d'aluminium pigmenté au nickel,
- peinture noire.

Absorbeur avec couche noire : Emissivité 85% et Absorption > 94%.

Absorbeur avec couche sélective : Emissivité < 7% et Absorption > 94%.

L'absorbeur ayant une absorption élevée et une émissivité réduite est constitué généralement de deux couches. La première est couverte d'un revêtement qui augmente l'absorption et réduit l'émission. Derrière cet absorbeur, une couche épaisse d'isolant réduit les pertes thermiques.

Les premiers absorbeurs étaient peints en noir afin de capter un maximum d'énergie lumineuse. Mais le noir a l'inconvénient d'avoir un rayonnement important, ce qui finit par échauffer la vitre et provoquer des pertes à travers celle-ci. C'est pourquoi, il est préférable d'utiliser des absorbeurs traités au chrome, ce qui donne un corps noir dont le rayonnement est plus faible. On parle de surface sélective, elle absorbe bien le rayonnement solaire visible (où se situe la grande partie de l'énergie provenant du soleil, corps noir à haute température) mais réémette peu dans l'infrarouge.

Le fluide caloporteur très souvent de l'eau mélangée à un antigel "l'éthylène glycol" ou bien de l'air. Pour les capteurs thermiques à eau, l'eau circule dans des tubes munis d'ailettes pour obtenir un meilleur rendement.

Le fluide de travail (air ou eau) est un fluide caloporteur qui a pour rôle de transporter la chaleur recueillie à partir des capteurs solaires à air ou à eau. Il doit posséder une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée.

Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants :

- pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été,
- pas de problème de corrosion,
- il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux,
- le système à mettre en œuvre est plus simple.

Cependant, il présente certains inconvénients, à savoir :

- l'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire,
- le produit masse volumique – capacité calorifique est faible ( $\rho.C_p = 1225 \text{ J/m}^3.K$ ) pour l'air contre  $(4,2.10^6 \text{ J/m}^3.K)$  pour l'eau [38, 39].

### c) **Isolant thermique**

Le capteur est isolé à l'arrière et sur les côtés pour limiter ses pertes thermiques. Le caisson contenant l'ensemble du capteur solaire est isolé avec de la laine minérale ou de

mousses composites polyuréthanes [18, 39, 42]. L'absorbeur doit transmettre l'énergie captée au fluide caloporteur en évitant les pertes thermiques par conduction, convection et rayonnement, des différentes parties périphériques, vers l'extérieur. Les solutions adaptées sont les suivantes [40] :

➤ **Partie avant de l'absorbeur :**

La lame d'air située entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission de chaleur par conduction. Cependant, si l'épaisseur de cette lame est trop grande, une convection naturelle intervient, d'où une perte d'énergie. Pour les températures usuelles de fonctionnement du capteur plan, l'épaisseur de la lame est de 2.5 cm. En plaçant deux vitres, on limite les pertes dues à la réémission ainsi que les pertes par conduction et par convection [39, 40].

➤ **Partie arrière et latérale :**

Afin de limiter les pertes thermiques à la périphérie du capteur, on peut placer une ou plusieurs couches d'isolant qui doit résister aux hautes températures. Ceci peut également augmenter la résistance de contact entre la plaque, l'isolant et le coffre en évitant de presser ces surfaces les unes contre les autres car dans le cas d'une forte rugosité, il peut exister entre les deux faces en contact, un film d'air qui empêche la chaleur de passer facilement par conduction [40, 46].

d) **Le caisson**

Le caisson nommé aussi coffre, est généralement, fabriqué en aluminium ou en bois. Il enferme l'absorbeur et l'isolant thermique du capteur ; les protégeant ainsi contre l'humidité et les détériorations mécaniques [33, 39].

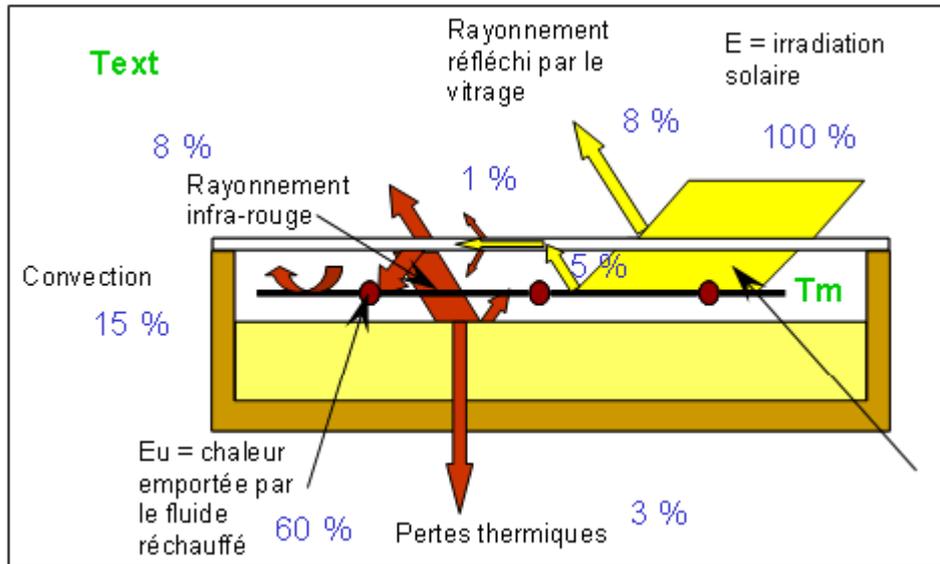
Selon l'orientation, les capteurs solaires plans peuvent être des capteurs fixes ou des capteurs à poursuite, (les capteurs solaires peuvent être munis d'un dispositif de guidage automatique dans la direction de provenance du flux lumineux, ce qui va améliorer le rendement des capteurs) [39].

Le principe de fonctionnement d'un capteur solaire plan est très simple. Le rayonnement solaire traverse la vitre et arrive sur l'absorbeur muni d'une surface sélective où il est converti en chaleur à sa surface. Le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, à partir duquel elle est transmise au consommateur.

Le vitrage est transparent pour le rayonnement visible mais opaque pour le rayonnement infra-rouge, émis par l'absorbeur, ainsi, la couverture transparente crée un effet de serre.

L'isolation thermique en dessous et autour du capteur, diminue les déperditions thermiques et augmente ainsi son rendement.

Les capteurs à air sont constitués généralement d'un caisson isolé recouvert d'une vitre. L'air froid s'engouffrant dans la partie basse du capteur est réchauffé pour aller directement dans la pièce à chauffer [41].



**Figure 2.4 : Principe de fonctionnement du capteur solaire plan [37].**

Pour les capteurs à air on peut utiliser des surfaces à ailettes pour augmenter l'échange de chaleur avec le fluide (air). Des surfaces ondulées peuvent également être utilisées [18].

Les capteurs plans vitrés sont utilisés pour des applications nécessitant des températures moyennes allant de 30°C pour les capteurs à simple vitrage, à 90°C pour les capteurs à double vitrage.

L'application la plus répandue concerne la production d'eau chaude sanitaire, mais cette technologie peut aussi être utilisée pour chauffer des bâtiments. En rafraîchissement solaire, ces capteurs sont associés à la fois aux cycles fermés et aux cycles ouverts à dessiccation [41].

### 2.2.2. Capteurs solaires sous vide

Afin d'éliminer les pertes par convection sur la couverture transparente avec l'air extérieur et les pertes par conduction à travers l'isolation ; des capteurs sous vide ont été développés. Il s'agit de faire le vide autour de l'absorbeur ce qui élimine ou réduit considérablement les pertes thermiques du capteur.

On distingue les capteurs sous vide à caloduc et à circulation directe [6, 33].

Les panneaux solaires sous vide sont constitués d'une série de tubes en verre parallèles, à l'intérieur desquels se trouve un absorbeur (en général une feuille métallique noire) qui capte

l'énergie solaire et la transfère au fluide caloporteur. Un vide est créé à l'intérieur des tubes pour réduire les pertes thermiques [47].

Donc, l'absorbeur est placé dans un cylindre sous vide. Il est le plus souvent en cuivre et d'une épaisseur inférieure à 1 mm et sa surface est recouverte d'un revêtement afin de diminuer significativement son émissivité et augmenter son absorption.

Le rayonnement solaire incident traverse ainsi le cylindre en verre transparent et arrive sur l'absorbeur qui s'échauffe. Plusieurs manières permettent d'extraire l'énergie, soit par un caloduc soudé sur l'absorbeur, soit par un fluide qui circule dans un tube soudé sur l'absorbeur et on parle alors de capteurs sous vide à flux direct. De cette manière, les pertes du capteur sont limitées à l'échange thermique entre l'absorbeur et le verre [4, 33].

Les capteurs sous vide peuvent atteindre une température de 50 à 130°C. Ils présentent les avantages suivants :

- système de suivi du soleil n'est pas nécessaire,
- une excellente isolation thermique grâce au vide à l'intérieur des tubes,
- rendement élevé par rapport au capteur plan.

Les tubes sous vide ont montré une efficacité supérieure à 0.6 quelque soit la température d'exploitation et une efficacité globale dans des applications de rafraîchissement solaire par dessiccation supérieure à 0.5 [33].

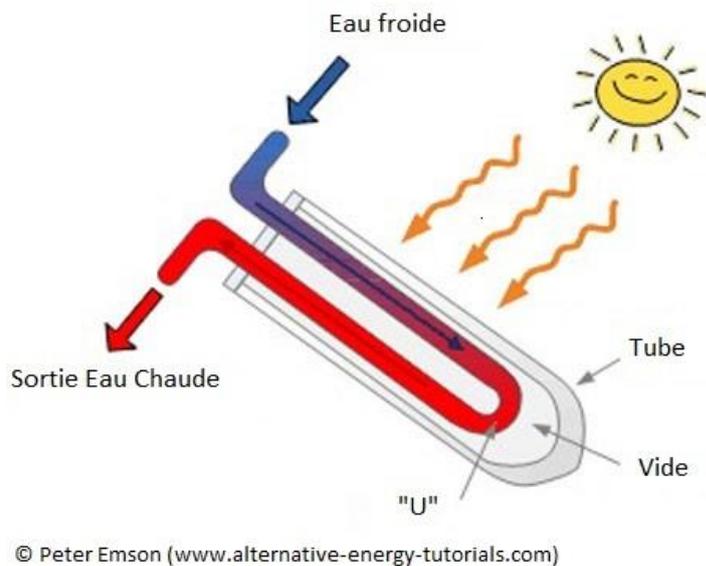
### **a) Tubes sous vide à circulation directe**

Dans ce système, le fluide caloporteur circule directement dans les tubes sous vide à travers un tube en U sur lequel est fixée une ailette recouverte d'un revêtement sélectif.

Pour les capteurs à flux direct, le fluide caloporteur circule dans un tube soudé sur l'absorbeur et on peut procéder de trois façons [33, 47] :

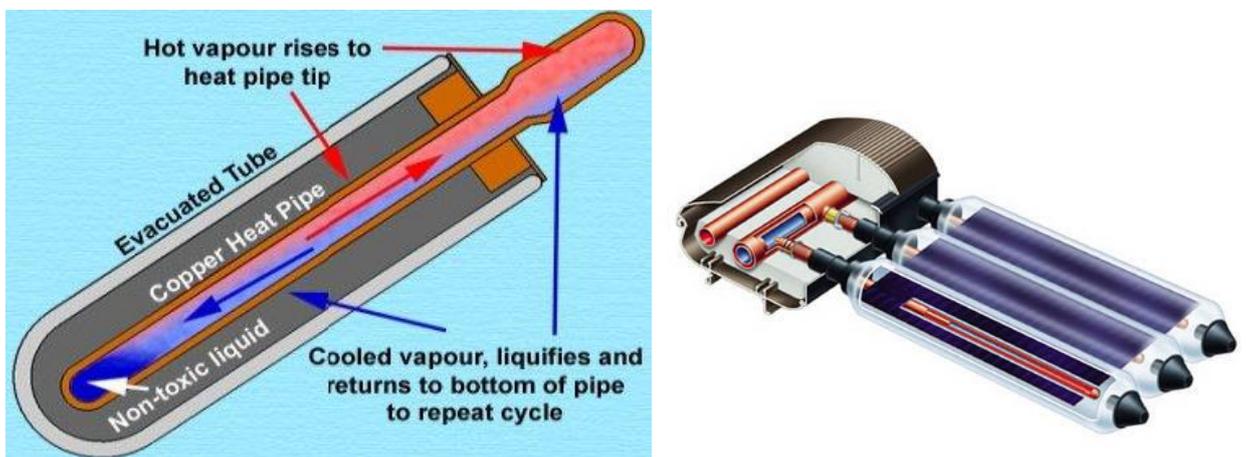
- on dispose deux tubes coaxiaux, le fluide arrive alors par le tube intérieur s'échauffe et sort par le tube extérieur,
- on place un seul tube divisé par une surface qui sépare le fluide entrant et sortant,
- un tube en forme de U où le fluide caloporteur circule tel que représenté sur la figure 2.5 ci-dessous.

A la différence des tubes à caloduc, dans un capteur sous vide à circulation directe, le fluide caloporteur circule dans le tube sous vide, sous l'absorbeur [6].



**Figure 2.5 : Capteur solaire sous vide à circulation directe**

Dans le cas de la première technologie, à circulation directe, le fluide caloporteur reçoit directement l'énergie solaire captée en circulant dans l'ampoule sous vide. On montre sur la figure 2.6 le principe de fonctionnement de ce type de capteur utilisant des tubes coaxiaux.



**Figure 2.6 : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide à circulation directe (type Viessmann) [4]**

Le fluide froid, entrant dans le capteur circule dans le tube intérieur, se dirige dans l'absorbeur placé dans l'ampoule sous vide et remonte dans le tube extérieur une fois en bas. Mais ces capteurs nécessitent un procédé de fabrication complexe afin d'assurer les liaisons entre les parties en verre et les parties métalliques.

Pour pallier ce problème et réduire les coûts de fabrication, une innovation a été d'utilisée, un caloduc pour transférer l'énergie captée au fluide caloporteur.

## b) Tubes sous vide à caloduc

Les tubes sous vide à caloduc sont des capteurs solaires thermiques qui utilisent un mécanisme d'évaporation et de condensation du fluide pour l'échange de chaleur. Le fluide caloporteur chargé de récupérer la chaleur ne circule pas directement dans les tubes. Il est chauffé par un fluide secondaire qui s'évapore sous l'influence du rayonnement solaire, et se condense au contact de l'échangeur de chaleur [4, 6].

Le fluide enfermé dans le tube caloduc, s'évapore sous l'effet de la chaleur absorbée, et monte pour atteindre le collecteur situé dans la partie haute du capteur où il subit une condensation et cède sa chaleur au fluide caloporteur qui circule à l'intérieur de ce collecteur et retourne par gravité en bas du tube [48].

Un caloduc se présente sous la forme d'une enceinte hermétique qui renferme un fluide. Il est destiné à transporter la chaleur grâce au principe de transfert thermique. A un bout du caloduc, celui près de l'élément à refroidir, le liquide chauffé et se vaporise en emmagasinant de l'énergie provenant de la chaleur émise par cet élément. Ce gaz se diffuse alors dans le caloduc jusqu'au niveau d'un dissipateur thermique (ou d'un autre système de refroidissement) où il sera refroidi jusqu'à ce qu'il se condense pour redevenir à nouveau un liquide, et céder de l'énergie à l'air ambiant sous forme de chaleur. Le liquide doit alors retourner à son point de départ.

Lorsqu'ils sont correctement dimensionnés, les caloducs offrent une conductivité thermique apparente bien plus élevée que des métaux usuels (cuivre, et aluminium) ; ce qui les rend supérieurs à la simple conduction [48]. Il s'agit de faire le vide autour de l'absorbeur ce qui élimine ou réduit les pertes thermiques du capteur [33].

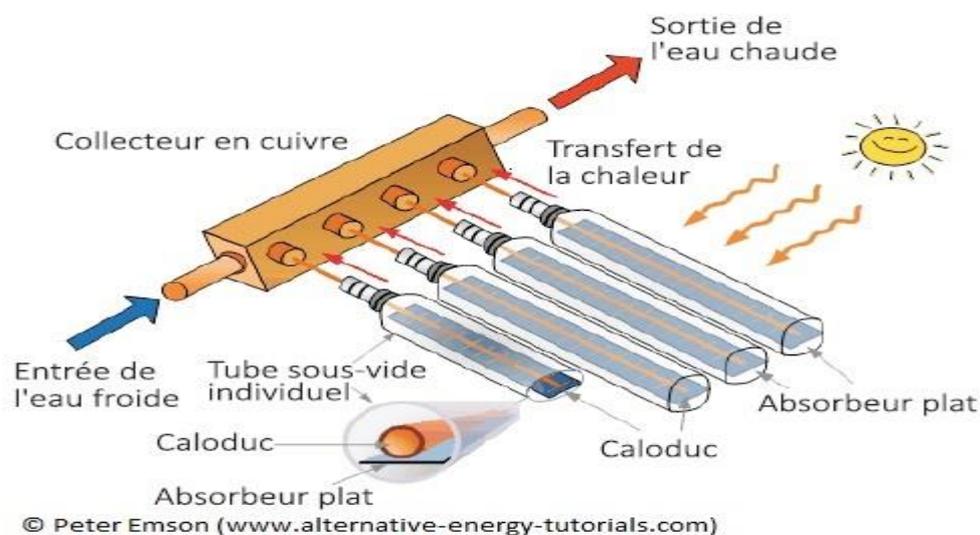


Figure 2.7 : Vue d'ensemble d'un capteur solaire sous vide à caloduc

Le détail d'un capteur solaire sous vide à caloduc est présenté sur la Fig. 2.8. Il est constitué d'un cylindre en verre sous vide dans lequel un absorbeur est introduit. Sur cet absorbeur, un tube contenant un fluide vaporisable, est soudé sur la partie inférieure de l'absorbeur. Le côté supérieur du caloduc est un condenseur qui est en contact avec le fluide caloporteur, éventuellement en provenance du ballon de stockage.

Quand le soleil rayonne sur l'absorbeur et le chauffe, le fluide du caloduc se vaporise et remonte le long du tube jusqu'au condenseur. Sur le condenseur, le fluide caloporteur circule, ce qui liquéfie le fluide du caloduc qui redescend vers le tube pour s'évaporer de nouveau [33].

Les échanges de chaleur dans un caloduc se déroulent de la façon suivante : le cylindre en verre échange par rayonnement avec la voute céleste et l'absorbeur ainsi que par convection avec l'air extérieur. L'absorbeur reçoit le rayonnement global du soleil, échange par rayonnement avec le cylindre, et par convection avec le fluide du caloduc qui s'évapore et remonte vers le condenseur où il se condense et libère sa chaleur au fluide caloporteur.

Ces panneaux solaires se présentent sous la forme de tubes de faible diamètre (quelques centimètres) dans lesquels est placé l'absorbeur.

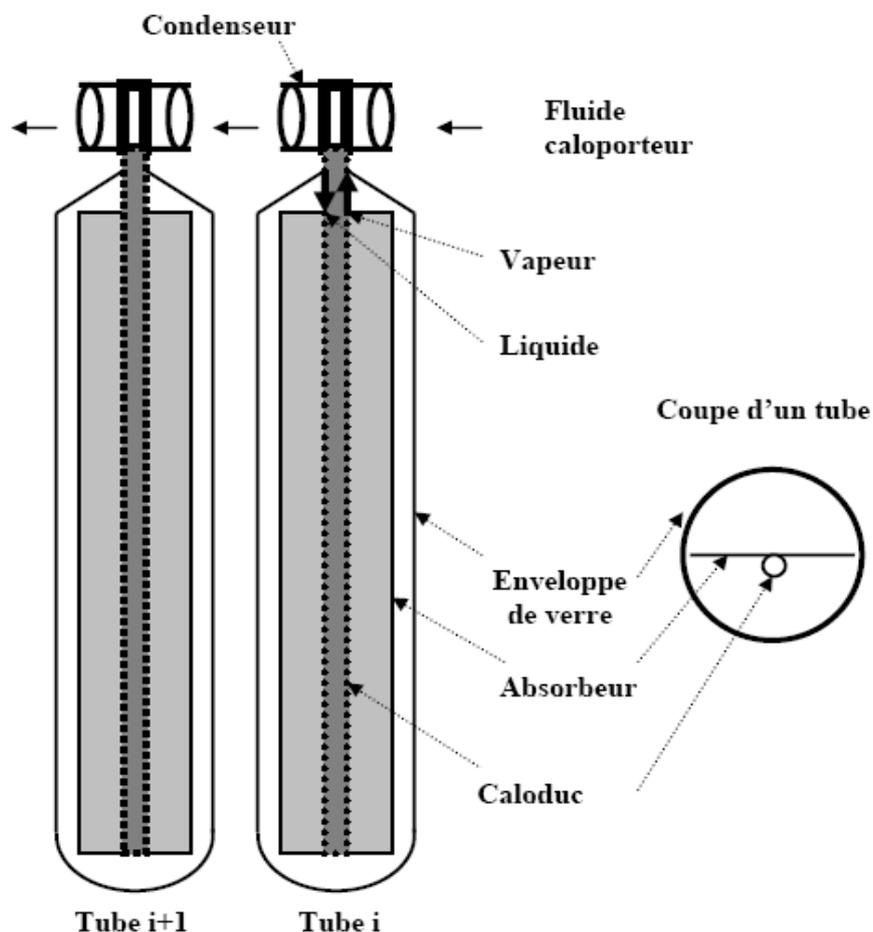


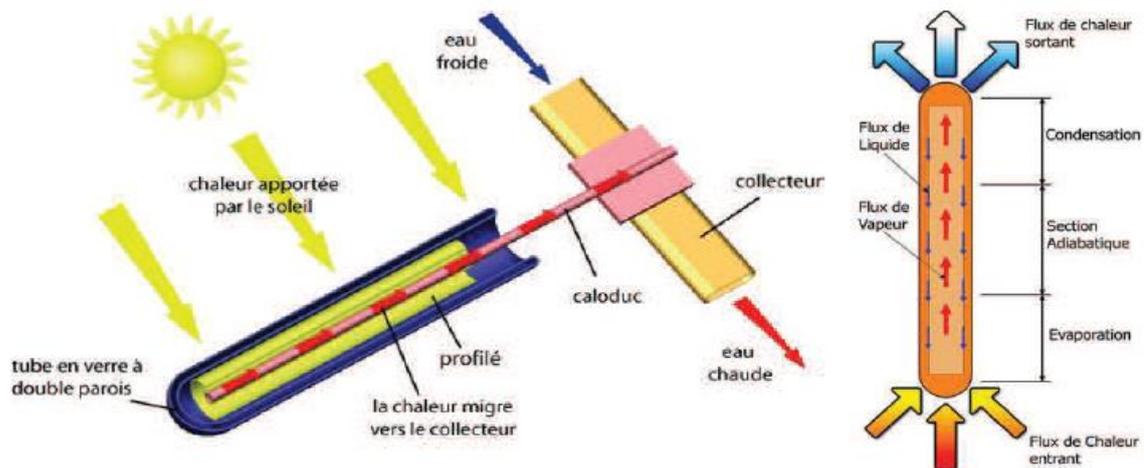
Figure 2.8 : Détail d'un capteur solaire sous vide à caloduc [33]

L'intérieur du tube est vidé de son air, supprimant ainsi les pertes par convection entre l'absorbeur et la paroi du tube. La surface de l'absorbeur est recouverte d'une couche sélective et le verre est traité de sorte à éviter les émissions infrarouges.

Ce sont des capteurs thermiques à meilleur rendement que les capteurs plans. La température est plus élevée en sortie ( $> 60^{\circ}\text{C}$ ).

Le principal inconvénient de cette technologie est qu'elle repose sur une parfaite étanchéité à l'intérieur de l'enceinte ce qui justifie son surcoût du mètre carré par rapport à un capteur plan. En rafraîchissement solaire, on trouve ce type de capteur associé aux cycles ouverts et fermés [6].

Un caloduc est une enceinte hermétique contenant un fluide. Il permet de transférer des flux de chaleur thermique très importants avec un écart de température en mettant en œuvre l'évaporation et la condensation de son fluide interne. Sur la figure suivante, est présenté le principe de fonctionnement d'un tel échangeur.



**Figure 2.9 : Principe de fonctionnement d'un capteur à caloduc (type Tecnisun) [4]**

Sur cette figure, on remarque que la surface réceptrice du flux solaire correspond à l'évaporateur, c'est-à-dire, que le fluide interne s'évapore grâce au rayonnement solaire. La vapeur ainsi créée se dirige vers le haut du caloduc pour se condenser par contact avec le fluide caloporteur du circuit solaire dans le collecteur du capteur. Les condensats retournent ensuite vers l'évaporateur grâce à un effet de capillarité développée, qui tapisse la paroi interne du caloduc. Cet effet capillaire est par conséquent le moteur du caloduc ; et le vide étant un isolant presque parfait.

Les tubes ont 5 à 15 cm de diamètre. Un tube devient inutile s'il n'est pas totalement hermétique et il faut le changer pour préserver la performance de l'ensemble du capteur. Afin de visualiser cette éventualité, les tubes sont munis d'un témoin en baryum, qui dépose une couche métallisée sur l'intérieur du tube pendant la fabrication. Cette couche argentée de baryum devient blanche en contact avec l'air et ainsi sert de témoin à la perte de vide.

### 2.2.3. Capteurs solaires à concentration

Les capteurs solaires à concentration sont utilisés dans les applications nécessitant des températures élevées, supérieures à 150°C. Il est nécessaire de concentrer les rayons solaires par des jeux appropriés d'éléments réfléchissants (miroirs) ou lentilles. Le principe étant d'utiliser des miroirs réfléchissants qui concentrent les rayons solaires vers la surface où circule le fluide à chauffer à haute température et produire ainsi de l'électricité. Ces surfaces sont souvent en aluminium pour son pouvoir réfléchissant très élevé. Deux types sont disponibles, le premier suit la trajectoire du soleil afin de maximiser l'énergie captée le long de la journée et le second est immobile. Pour le système immobile une cuvette en forme parabolique est utilisée pour contourner le mouvement apparent du soleil [6, 33].

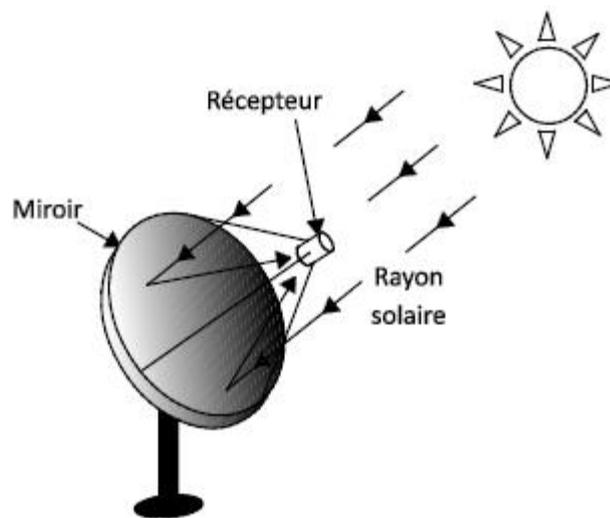


Figure 2.10 : Schéma de principe d'un capteur à concentration [1]

Dans les capteurs à concentration élevée, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être dirigée vers le foyer, la composante diffuse ne pouvant être concentrée. Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs et ainsi de réduire le nombre d'absorbeurs, d'améliorer le rendement et de réduire le coût.

La contrainte principale, outre le coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, réside dans la nécessité d'installer un système de poursuite destiné à suivre le soleil dans sa course.

En rafraîchissement solaire, cette technologie est associée aux cycles à absorption à double ou triple effets nécessitant des températures supérieures à 130°C. [4, 6].

### 2.3. Choix des Capteurs solaires

Les capteurs solaires seront choisis de manière à assurer, en premier lieu, une autonomie énergétique en régénération. Si on considère une température de régénération de 55°C, elle requiert une température du ballon de 60°C, c'est-à-dire, une température minimale des capteurs de l'ordre de 67°C.

L'efficacité des capteurs plans décroît significativement avec une température plus élevée. Par contre, les capteurs sous vide présentent une efficacité nettement plus élevée que 0.7 ce qui les rend très favorables pour le rafraîchissement par dessiccation. Grâce à l'effet sous vide, les pertes thermiques sont si faibles qu'elles permettent de récupérer l'énergie. Les pertes des capteurs sous vide vers l'extérieur sont plus faibles que celles des capteurs plans grâce au vide séparant l'absorbeur de l'enveloppe.

En hiver, le capteur sous vide optimisera le rendement de manière significative par rapport au capteur plan. En effet, même un capteur sous vide moyen de gamme, produit plus d'énergie en hiver, que la très grande majorité des capteurs plans. [33, 49].

## **2.4. Conclusion**

Ce chapitre présente un état de l'art des différents capteurs solaires thermiques pouvant être utilisés dans les systèmes de climatisation solaire par dessiccation.

La composition des éléments et leur principe de fonctionnement ont été présentés, également, certains critères de choix d'un capteur solaire thermique ont été exposés.

La présentation des avantages des capteurs sous vide ont permis d'établir une comparaison avec les capteurs plans thermiques.

L'étude de développement de ces procédés passe par une phase d'optimisation des performances globales. Toutefois, l'aspect économique reste un frein majeur pour leur application.

Les capteurs solaires sous vide possèdent un meilleur rendement que les capteurs solaires plans à eau ou à air et ceci même durant la période hivernale.

## Chapitre 3

### Etude Expérimentale du système LDAC

#### 3.1. Introduction

Le développement d'un procédé de rafraîchissement solaire en vue de son industrialisation passe par une étude expérimentale fine pour valider les solutions proposées dans la phase de recherche et améliorer sa conception et son fonctionnement. Pour cela, l'élaboration d'un prototype à échelle réelle est un passage essentiel car il permet d'étudier le comportement et l'interaction du procédé avec le milieu dans lequel il évolue.

Il permet également, d'étudier les solutions en conditions réelles, tout en prenant en compte les pertes et les performances réelles des composants souvent idéalisées dans les simulations numériques.

Outre, l'approche purement expérimentale, une installation à échelle réelle est un outil important pour faciliter le développement de modèles numériques complexes.

#### 3.2. Présentation du procédé d'installation utilisé

On propose de présenter dans ce chapitre, une plate forme expérimentale dédiée à la fois à l'étude expérimentale d'une installation de rafraîchissement solaire par dessiccant liquide nommée (LDAC), "Liquid desiccant air conditioning" et celle des capteurs solaires thermiques sous vide à caloduc couplés au régénérateur de la centrale de traitement d'air.

Cette installation expérimentale est destinée à l'investigation du potentiel de rafraîchissement et de la performance de ce système ouvert et le rendement des capteurs solaires, qui seront validés par des modèles numériques développés par l'environnement TRNSYS 16.

Cette étude est basée sur des données expérimentales extraites durant les deux mois d'été, juillet et août 2014.

Afin d'effectuer cette investigation expérimentale, un montage expérimental a été utilisé. Il s'agit d'un système (LDAC) "Liquid Desiccant Air Conditioning" installé au laboratoire d'énergie solaire à l'université de Kingston, au Canada.

Ce système est couplé à un champ de capteurs solaires thermiques sous vide à caloduc ayant une surface totale de 95m<sup>2</sup> ; afin de régénérer le matériau dessiccant utilisé, le chlorure de lithium (LiCl).

L'objectif est d'évaluer la performance du système à dessiccant, l'efficacité des principaux équipements ainsi que le rendement des capteurs solaires.

L'ensemble des équipements de l'installation utilisée est présenté sur les figures suivantes :

La Fig. 3.1.a, représente l'installation complète du rafraîchissement d'air solaire et par dessiccant liquide, au laboratoire de l'université Queen's. La Fig. 3.1.b, représente l'unité de traitement d'air de cette installation utilisée pour cette étude expérimentale.



**Figure 3.1. a: Installation complète du système étudié LDAC \_ Université Queen's**



**Figure 3.1. b: Zone de traitement d'air de l'installation \_ Université Queen's**

Le champ des capteurs solaires sous vide est relié à la fois au système de chauffage auxiliaire, au système de régulation automatique, et au système de stockage d'eau chaude, qui est lui-même relié au régénérateur du dessiccant.

La Fig. 3.2 représente l'ensemble de capteurs solaires sous vide utilisés dans le système expérimental étudié.



**Figure 3.2 : Capteurs solaires sous vide utilisées dans l'installation (deux rangées)**

L'ensemble des capteurs solaires sous vide est placé sur un support solide en pierre. Ce système possède tout l'équipement nécessaire de mesure du rayonnement solaire, réseau d'eau chaude et froide, pompe de circulation, sonde de température, et circuit de liaison au système de régulation automatique.

Le système propose, dans le cadre de rafraîchissement solaire, une technique de rafraîchissement mettant en œuvre l'évaporation d'eau et la dessiccation, ce qui permet de rafraîchir une ambiance par les seuls facteurs qui sont l'eau, l'air, le dessiccant, le soleil et très peu d'électricité.

En outre, le refroidissement solaire est une application prometteuse de la technologie solaire thermique puisque le besoin en rafraîchissement coïncide avec la disponibilité du rayonnement solaire.

En raison du grand nombre de composants dans le banc d'essai de l'installation, les capteurs solaires sous vide et l'unité de traitement d'air à dessiccant liquide sont traités séparément.

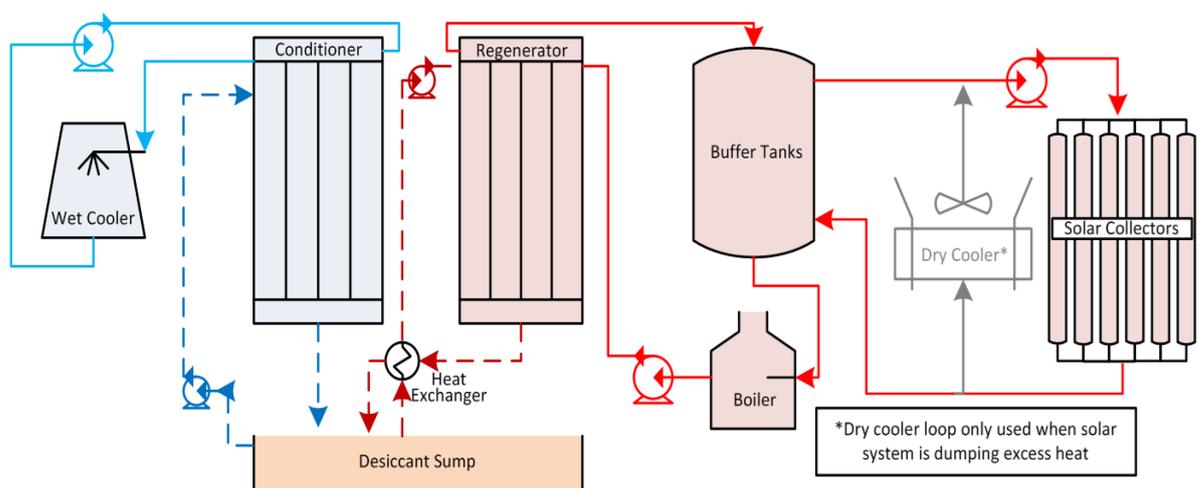
Les systèmes à dessiccation sont des systèmes ouverts utilisant l'eau, en contact direct avec l'air, comme réfrigérant. Le cycle de rafraîchissement est une combinaison de rafraîchissement avec une déshumidification par un matériau hygroscopique [4, 50].

### **3.3. Système expérimental (LDAC)**

Le système (LDAC : Liquid Desiccant Air Conditioning) étudié dans ce travail, est installé au laboratoire Solar Calorimetry à l'université de Kingston au Canada. Ce dispositif expérimental est composé d'un ensemble d'équipement formant les principales zones expérimentales suivantes, Figs. (3.1 à 3.4):

- Unité de traitement d'air: comprend les parties primordiales qui forment le cœur de l'installation :
  - un conditionneur (ou absorbeur),
  - un régénérateur,
  - deux ventilateurs (un dans le conditionneur et l'autre dans le régénérateur),
  - des pompes de circulation,
  - des accessoires de mesure et de régulation automatique.
  - une gaine de distribution d'air traité.
  
- Système solaire: la boucle solaire comprend l'ensemble des capteurs solaires sous vide à caloduc sur une surface totale de 95 m<sup>2</sup> avec l'outil nécessaire de mesure et de régulation automatique, et l'ensemble de tuyauterie reliant le champ de capteurs solaires au régénérateur et au système de stockage.
  
- Circuit du chauffage auxiliaire: comprend une chaudière à gaz, des vases d'expansion, des pompes et un système de contrôle et de régulation.
  
- Boucle de refroidissement de l'eau : représentée par une tour de refroidissement reliée à l'unité de traitement d'air, y compris tout accessoire de mesure et régulation.

La figure suivante montre un schéma de principe simplifié du système de rafraîchissement solaire à dessiccant liquide (LDAC), utilisé dans ce travail.



**Figure 3.3 : Schéma simplifié du système de rafraîchissement d'air solaire par dessiccation, étudié [S. Harrison, C. McNevin, 51, 60, 61]**

La centrale de traitement d'air est reliée, d'un côté, à l'absorbeur, lui-même en liaison avec la tour de refroidissement, et de l'autre côté, au réseau de régénération du dessiccant, en liaison avec le réseau solaire.

Les ballons de stockage sont placés entre le champ de capteurs solaires sous vide et le système de chauffage auxiliaire et également en liaison avec le circuit du régénérateur. Un robinet by-pass est installé dans le circuit de chauffage auxiliaire afin de corriger la température de l'eau chaude. Les deux sources de chaleur, chaudière et le champ de capteur solaire peuvent être isolés et utilisés avec l'unité de traitement d'air à dessicant, indépendamment.

Le régénérateur et le conditionneur forment le cœur de la centrale de traitement d'air ; tous deux sont équipés de sonde de mesure de température et d'humidité, à l'entrée et à la sortie du dessicant liquide et de l'air et de l'eau. Egalement, le régénérateur et le conditionneur sont reliés au bac du dessicant liquide, par l'intermédiaire d'un ensemble de canalisation et de pompe de circulation.

L'ensemble du réseau de canalisation (aller – retour) du dessicant liquide est équipé de sonde de température et de débitmètre afin de mesurer le débit du dessicant liquide à introduire dans le régénérateur et dans le conditionneur.

La Fig. 3.4.a, montre, en détail, cette liaison et le principe de fonctionnement du régénérateur avec le conditionneur ainsi que leur liaison avec le bac.

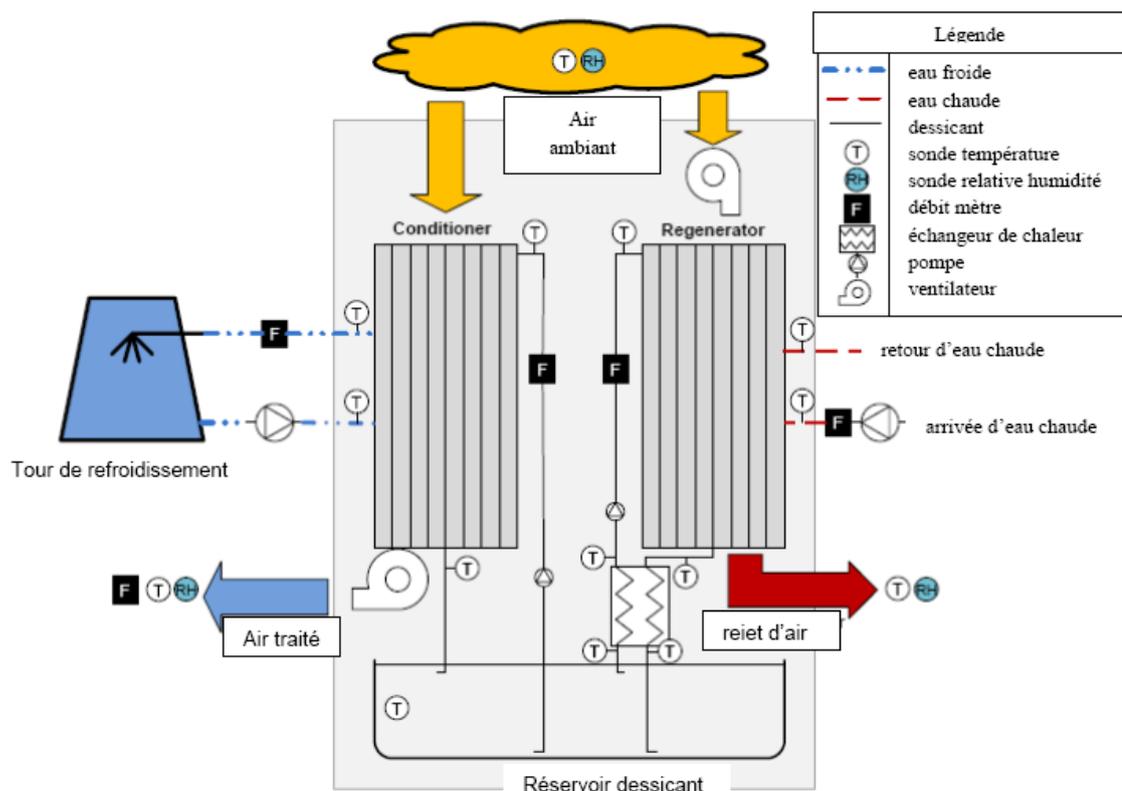


Figure 3.4.a : Répartition du dessicant entre bloc [Crofoot.L, S. Harrison, 58]

Durant le fonctionnement :

- le chlorure de lithium est pompé à partir de la partie inférieure du puisard du dessicant vers le conditionneur, où l'air est soufflé horizontalement à travers les plaques de film tombant est mis en contact avec la solution du dessicant à forte concentration,
- l'eau froide fournie par la tour de refroidissement, passe à travers le conditionneur pour rafraîchir l'air à souffler dans le local,
- l'eau chaude venant du circuit solaire (capteurs solaire sous vide à caloduc) traverse le régénérateur est libère sa chaleur à l'air passant horizontalement. Ce dernier assure la régénération du dessicant.
- le dessicant à faible concentration est pré-chauffé par un échangeur de chaleur, puis est pompé vers le régénérateur où il sera chauffé et re-concentré. L'air chaud passant à travers le régénérateur libère sa chaleur pour la régénération du dessicant et puis sera rejeté vers l'extérieur,
- l'énergie recueillie par les tubes sous vide à caloduc sera directement stockée dans les deux ballons (capacité totale 870 L), qui fournissent de la chaleur à l'unité de traitement d'air en cas de besoin,
- en cas de manque d'un fort rayonnement solaire, le chauffage de l'eau jusqu'à la température de consigne, sera effectué par la source de chaleur auxiliaire,
- les sondes de mesures placées dans l'unité de traitement d'air fonctionnent en continu et permettent de transmettre le signale à l'armoire de contrôle et de régulation automatique. Ces sondes ont permis d'établir le bilan énergétique pour chaque composant,
- l'ensemble de l'équipement de cette installation est connecté aux armoires centrales de contrôle, et de régulation automatique ainsi, qu'au système d'enregistrement des mesures effectuées durant le fonctionnement de l'installation, sur une période de quatre jours. Ceci permet d'avoir une banque de données expérimentales,
- cette installation est reliée à un système de vérification à distance. Ce système de vérification est placé dans un bureau, à l'université, très loin de l'installation expérimentale. Ce système de vérification affiche les valeurs des mesures effectuées par les sondes et affiche également, sur l'écran, la courbe de l'intensité du rayonnement solaire. S'il y a une anomalie au niveau de l'un des équipements, un signal lumineux de couleur rouge apparait sur l'écran du système de vérification à distance, par exemple : l'arrêt de l'une des pompes de circulation ou de la chaudière ou d'un ventilateur.

Cette unité de traitement d'air comporte un équipement d'acquisition de données (centrale de mesures) de type "Campbell Scientific CR10X" qui est utilisé, en combinaison avec un

module de comptage d'impulsions de type "Campbell Scientific SDM-SW8A" ; également, un relais multiplexeur de type AM 16/32A, est utilisé pour recueillir les données mesurées par les sondes. Ce multiplexeur de relais permet la liaison de plusieurs nombres de sondes à l'enregistreur de données.

Un contrôleur de type "Direct Logic 06 Programmable Logic Controller (PLC)" a été utilisé pour contrôler l'unité de traitement d'air et les composants auxiliaires (chaudière, pompes et tour de refroidissement).

### **Principe de fonctionnement :**

Le principe de fonctionnement est décrit de la manière suivante :

- l'air extérieur entre dans le conditionneur afin d'être déshumidifié par le dessicant liquide, qui s'écoule sous forme de film tombant, à travers la paroi formant l'absorbeur. La chaleur d'absorption (réaction exothermique) est évacuée vers l'extérieur. Un circuit ouvert au niveau de la tour de refroidissement passe à travers le conditionneur afin d'assurer le refroidissement de l'air,
- l'air traverse ensuite, un humidificateur afin d'être refroidi à la température désirée, et également, l'air peut passer à travers un échangeur de chaleur, si c'est nécessaire, afin d'ajuster la température à sa vraie valeur de consigne,
- la solution diluée créée dans l'absorbeur passe dans le désorbeur (ou régénérateur) alimenté par la source chaude solaire (réaction endothermique). La solution est aussi en film tombant comme dans le conditionneur,
- l'air chauffé est ainsi humidifié et rejeté vers l'extérieur. La solution concentrée obtenue est renvoyée vers le déshumidificateur pour un nouveau cycle.

Le mouvement de l'air dans le régénérateur ainsi que dans le conditionneur, est assuré par des ventilateurs. De manière à augmenter les performances du système, un échangeur récupérateur de chaleur est installé entre la solution diluée sortant du conditionneur et la solution concentrée sortant du régénérateur.

Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le régénérateur et sous-refroidir la solution concentrée avant son retour vers le déshumidificateur. Il réduit ainsi les quantités de chaleur à fournir au régénérateur et à évacuer à l'absorbeur.

Le rafraîchissement par dessiccation repose donc sur le refroidissement tout en introduisant une unité de déshumidification par absorption. Le dessicant devant être régénéré au moyen de l'air chaud à une température relativement modérée, et le système est couplé à une installation solaire. La zone de confort pour le processus en hiver et en été est représentée sur le diagramme h-x suivant :

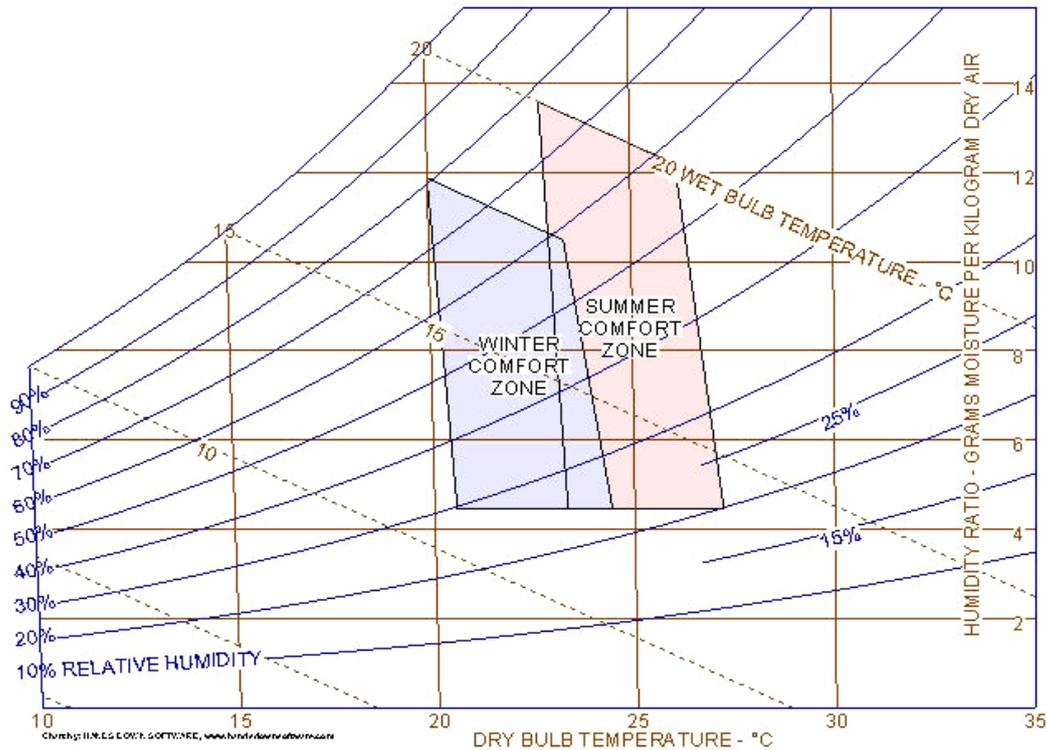


Figure 3.4.b : Zones de confort sur le diagramme h-x [McNevin, 61]

### 3.3.1. Conditionneur – Régénérateur

Le régénérateur et le conditionneur ont la même conception (design) et le même principe de fonctionnement. Ils sont composés de plaques (ou de lames) à travers lesquelles passe le dessiccant sous forme de film tombant. Le caisson comportant l'ensemble de plaques est en plastique de type "PPSU", (Polypropylène).

Les deux équipements (conditionneur/régénérateur) sont conçus comme un échangeur de chaleur à plaque qui fonctionne avec trois fluides :

- l'eau,
- l'air,
- le dessiccant (ou solution saline).

Les plaques sont placées en parallèles avec un espace de 2,5 mm afin de créer une multitude de passage d'air interne, horizontalement. Les surfaces extérieures des plaques seront mouillées par le dessiccant en film tombant de l'extrémité supérieure du régénérateur/conditionneur et l'air circule dans les interstices entre les plaques. Les plaques ont la même géométrie pour les deux équipements, (régénérateur/conditionneur).

Le procédé de désorption et d'absorption d'eau est suivi par la variation de la pression de vapeur à la surface de la solution du dessiccant avec l'air jusqu'à l'équilibre. Dans ce processus, les deux paramètres du dessiccant à contrôler sont la température de régénération et la concentration.

## A- Conditionneur

Il comprend 96 plaques parallèles, étalées sur deux parois. Chaque plaque a les dimensions suivantes :

- longueur : 125 cm.
- largeur : 30 cm.
- épaisseur : 0,25 cm.
- distance séparant les plaques : 2,5 mm.
- chaque plaque possède une mince mèche de 0,5 mm recouvrant sa surface pour assurer le mouillage (l'humidification par le dessiccant).
- chaque plaque est reliée à une pièce d'extrémité supérieure et inférieure. L'embout supérieur comporte un distributeur qui délivre le dessiccant sur la totalité des plaques.

Les opérations de fonctionnement du conditionneur et du régénérateur sont complémentaires. Une fois utilisés en conjonction, les deux composants effectuent un cycle thermodynamique de déshumidification à cycle ouvert par absorption chimique. Le cycle fonctionne à base du procédé de dilution du dessiccant et de la régénération de la solution saline.

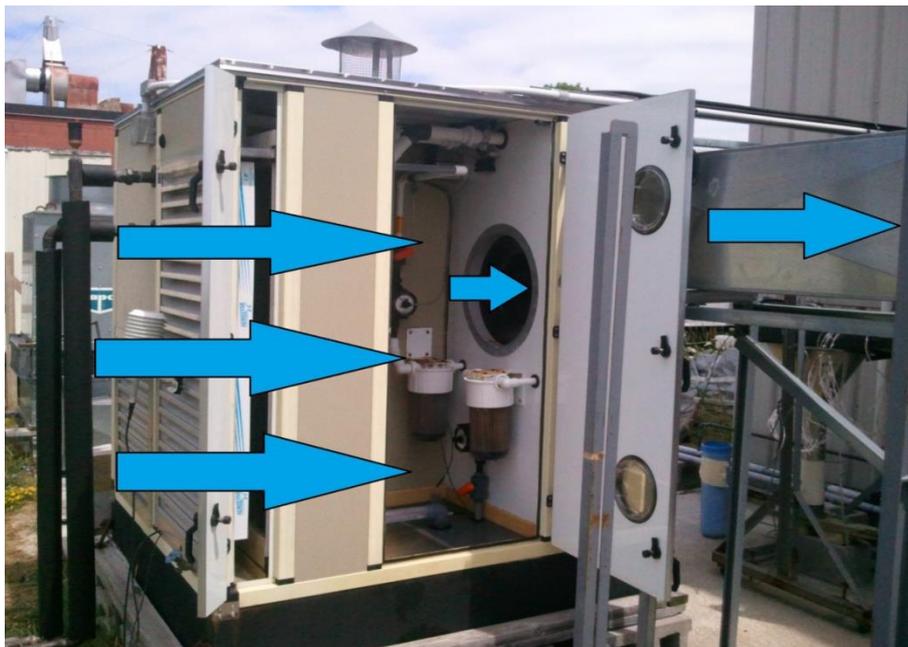


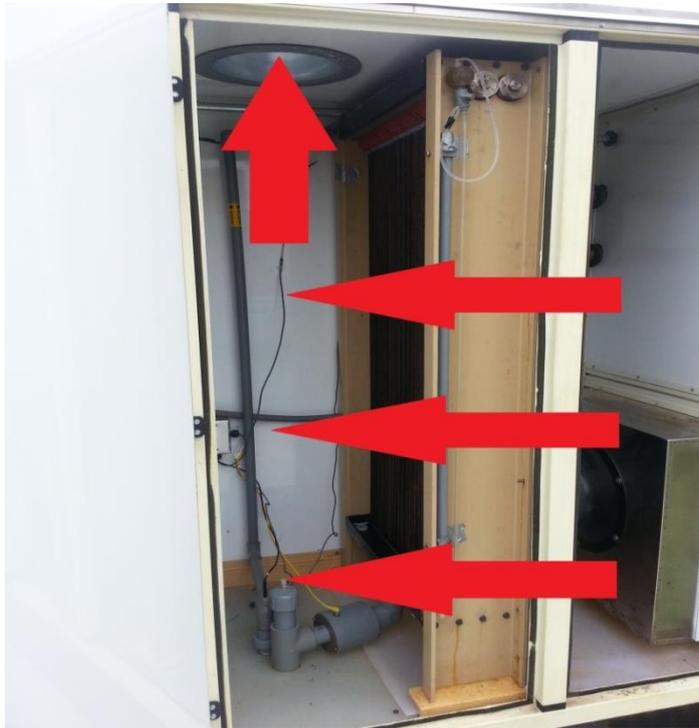
Figure 3.5 : Conditionneur utilisé dans l'installation

## B- Régénérateur

Il comprend 75 plaques parallèles, étalées sur deux parois. Chaque plaque a les dimensions suivantes :

- longueur : 120 cm.
- largeur : 20 cm.
- épaisseur : 0,25 cm. (2,5 mm).

Lorsque plaques/embout sont empilés, ils forment des circuits séparés pour l'eau et le dessicant liquide.



**Figure 3.6 : Régénérateur utilisé dans l'installation**

La figure ci-dessous montre une image détaillée d'une plaque extrudée de Lowenstein, partie haute et partie basse de la plaque formant le film tombant ; modèle utilisé dans notre système.



**Figure 3.7 : Partie haute de la plaque**



**Figure 3.8 : Partie basse de la plaque**

Un élément formant la plaque avec canaux internes a la forme suivante :



**Figure 3.9 : Détail d'une seule plaque avec canaux internes [61]**

### **3.3.2. Ventilateurs**

Les ventilateurs installés sont du type (2500 CFM, scroll fan), de très haute performance :

- ventilateur placé dans le déshumidificateur, et dans le régénérateur

La Fig. 3.6 montre un ventilateur placé dans le régénérateur à la partie basse du caisson.

### **3.3.3. Système de chauffage auxiliaire**

Une chaudière à gaz de 90 kwh, a été utilisée pour fournir la chaleur auxiliaire et maintenir une température de consigne de l'eau chaude.



Figure 3.10 : Système de chauffage auxiliaire

### 3.3.4. Système de stockage

L'énergie produite par les panneaux solaires est stockée dans deux réservoirs tampon, qui fournissent de la chaleur à l'unité de traitement d'air selon les besoins.

La Fig. 3.11 montre un schéma représentatif du circuit de chauffage auxiliaire avec réservoir de stockage.

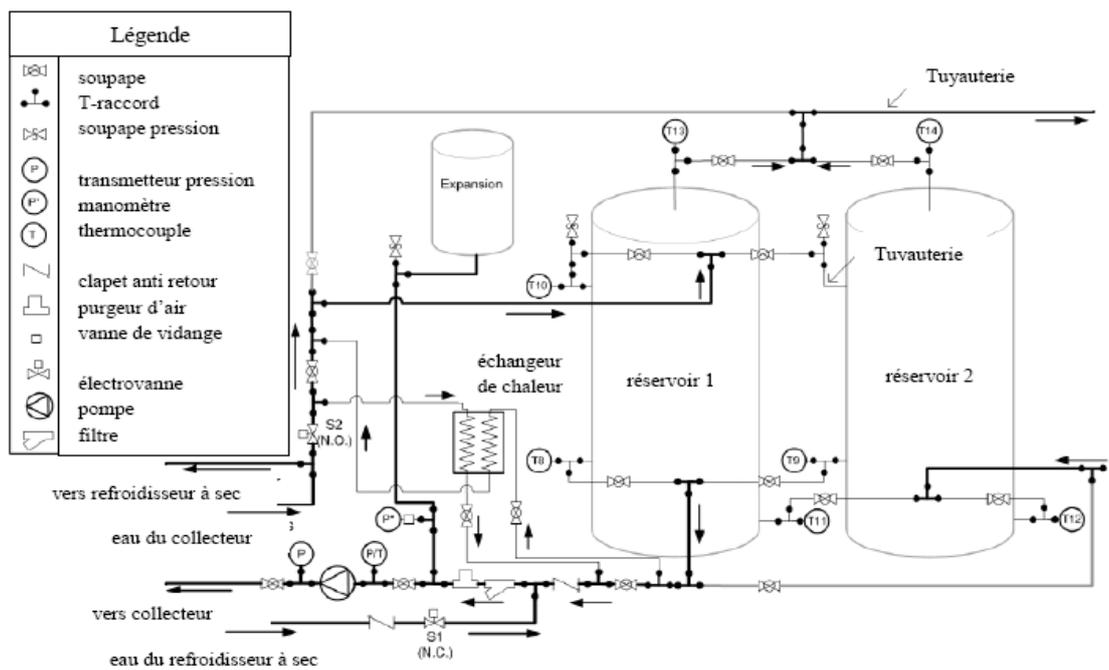


Figure 3.11 : Réservoir de stockage [Crofoot.L, S. Harrison, 58]

Les deux réservoirs sont placés dans un local technique proche du champ des capteurs solaires sous vide, et ensemble, ils fournissent une capacité de stockage de 870 L. La pompe (P1) du circuit capteurs solaires est du type (Grundfos) de puissance (25 – 450 w).

### 3.3.5. Tour de refroidissement

Il s'agit d'une tour de refroidissement ouverte, modèle (EVAPCOAT), située à proximité du bloc de traitement d'air, et reliée au conditionneur par un réseau de canalisation. Ce dispositif permet le refroidissement de l'eau circulant dans le conditionneur de la centrale de traitement d'air. Une partie de l'eau injectée, en partie haute de la tour, va se vaporiser en augmentant l'humidité de l'air, injecté, en partie basse. Il s'agit donc d'un échangeur direct air/eau à contre-courant.



**Figure 3.12 : Tour de refroidissement**

## 3.4. Système solaire

### 3.4. 1. Capteurs solaires sous vide

L'installation solaire couplée au système étudié (LDAC), fournit la chaleur nécessaire à la régénération du dessicant (LiCl).

Cette installation solaire englobe des capteurs solaires thermiques à caloduc, (tubes sous vide), un refroidisseur à sec, et des pompes de circulation. La Fig. 3.13 représente une vue de face d'une rangée de capteurs solaires sous vide.



**Figure 3.13 : Champ de capteurs solaires sous vide – vue de face d’une seule rangée**

Et la Fig. 3.14 montre le réseau de canalisation placé du côté arrière de la rangée de capteurs solaires sous vide de l’installation.



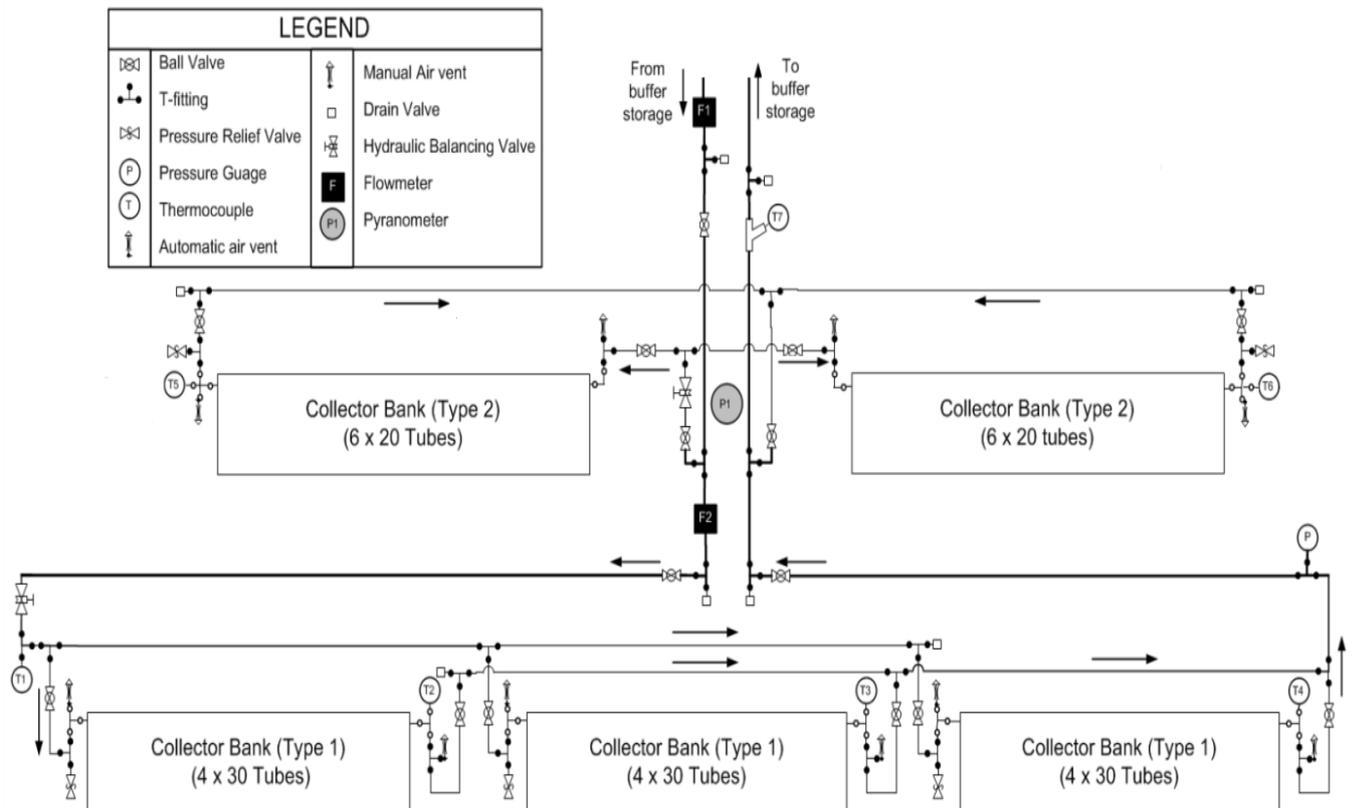
**Figure 3.14 : Réseau de canalisation pour capteurs sous vide**

Les capteurs solaires à tube sous vide à caloduc utilisés dans cette installation sont placés au sol sur un support. Les spécifications des capteurs solaires sont résumées sur le Tableau 3.1.

Désignation	Collecteur type 1	Collecteur type 2
Surface de capteurs	4.26	3.68
Surface de l'absorbeur	3.02	2.08
Nombre de tubes par collecteur	30	20
Paramètres de l'efficacité quadratique $\eta = a_0 - a_1 \frac{T_{in} - T_a}{G} - a_2 \frac{(T_{in} - T_a)^2}{G}$	$a_0 = 0.7750$ $a_1 = 2.0589 \text{ w/m}^2\text{K}^2$ $a_2 = 0.056154 \text{ w/m}^2\text{K}^2$	$a_0 = 0.776$ $a_1 = 0.5288 \text{ w/m}^2\text{K}^2$ $a_2 = 0.0171 \text{ w/m}^2\text{K}^2$

**Tableau 3.1 : Spécifications des capteurs solaires sous vide**

Les capteurs étaient disposés sur cinq blocs (ou banc) selon deux lignes parallèles, chacun comporte 120 tubes sous vide à caloduc. La Fig. 3.15 montre la disposition des blocs de capteurs solaires ainsi que le réseau de circulation d'eau. Au total, l'installation comporte 600 tubes sous vide à caloduc. Ils sont orientés selon un angle d'incidence de 45 degrés.



**Figure 3.15 : Disposition des capteurs solaires sous vide, Université Queen's [60]**

Les paramètres relatifs au circuit solaire sont résumés sur le Tableau 3.2.

Paramètres	Valeurs désignées
Température de l'eau froide	10°C
Débit d'eau total du collecteur	40 – 50 L/min
Surface de l'absorbeur du collecteur	61 m <sup>2</sup>
Volume de stockage	870 L
Pompe de circulation d'eau dans le collecteur	25 – 450 w
Température maximale du collecteur	94°C

**Tableau 3.2 : Paramètres relatifs au réseau solaire**

Des vannes d'équilibrage ont été installées entre les deux rangées de capteurs solaires pour maintenir un débit équilibré entre les collecteurs. Des robinets d'isolement ont été installés au niveau de chaque bloc de capteurs solaires.

Ces capteurs à caloduc chargent deux réservoirs tampon de stockage qui sont placés entre le circuit solaire et la boucle de traitement d'air.

La mesure de la température est effectuée par des sondes de température à grande précision, et résistance, de type RTDs qui sont fixés sur la canalisation à l'extérieur. Ces sondes mesurent la température à l'entrée et à la sortie des capteurs solaires et sont reliées directement au système de régulation.

Le champ de capteurs solaires a été bien équipé afin d'évaluer la performance du système expérimentalement. Les sondes placées dans le circuit solaire montré en Fig. 3.15 et dans le système de stockage, montré en Fig. 3.11 ont été utilisées pour quantifier l'énergie totale collectée, l'efficacité du collecteur et les pertes de chaleur.

Une centrale d'acquisition de type Campbell Scientific CR 1000, a été installée sur le réseau et effectue la mesure en permanence. Cet enregistreur est capable d'effectuer 16 entrées de données analogiques en même temps avec des signaux de communications numériques et d'impulsions.

En outre, un multiplexeur de thermocouple très efficace de type Campbell Scientific AM25T, a été installé pour élargir la centrale d'acquisition et d'inclure 25 thermocouples de mesure. Les mesures de la température ont été prises toutes les 2 secondes.

Une station météorologique (WS100) a été installée pour la mesure de la température, l'humidité et la pression atmosphérique.

Un Pyranomètre de type (Eppley PSP) pour mesurer la puissance du rayonnement solaire globale, en (watts/m<sup>2</sup>), est installé sur le panneau solaire et un Pyranomètre pour mesurer la



**Figure 3.16 : Sonde de mesure de température**

composante du rayonnement diffus et un Pyrhéliomètre pour mesurer l'éclairement solaire direct. Egalement, deux débitmètres ont été installés au circuit solaire pour mesurer le débit d'eau chaude.



**Figure 3.17 : Pyranomètre sur panneaux solaires**

Pour la mesure de la température dans le circuit hydraulique des sondes de température Pt100 sont placées en amont et en aval de chaque composant (capteurs solaires, échangeur, réservoirs de stockage, refroidisseur à sec, chaudière, et régénérateur).

### 3.4.2. Aéro réfrigérant (Dry cooler)

Il s'agit d'une tour de refroidissement sèche, c'est-à-dire un échangeur de chaleur eau/air de capacité 56,5 kw, placé à l'extérieur, et très proche du champ de capteurs solaires sous vides, et relié au circuit d'eau chaude solaire, Fig. 3.18. La circulation de l'eau vers le refroidisseur à sec est réalisée par l'utilisation d'électrovannes. Ce composant de l'installation permet d'évacuer la chaleur libérée. Les vannes du refroidisseur à sec et les électrovannes sont actionnées automatiquement dès que la température de sortie des capteurs solaire est trop élevée. L'eau froide utilisée a une température de 10°C.



Figure 3.18 : Refroidisseur à sec

### 3.5. Contrôle et Régulation de l'installation

Toute l'installation est pilotée par un ordinateur principal raccordé à la centrale d'acquisition et relié aux différentes zones. L'installation a été réalisée, de sorte à pouvoir contrôler tous les paramètres de fonctionnement, c'est-à-dire le démarrage et l'arrêt des pompes, des ventilateurs, les électrovannes et de l'unité centrale. Une régulation complète est assurée par de nombreuses électrovannes, sondes de température et d'humidité. Toutes les sondes sont raccordées à une centrale d'acquisition qui renvoie les mesures à un ordinateur central avec une interface d'acquisition développée dans le cadre de ce travail. Il y a une interface pour la centrale de traitement d'air, une interface pour l'installation solaire et une interface pour le

circuit de chauffage auxiliaire et une dernière pour les conditions climatiques météorologiques. Tout le système solaire est relié au coffret de régulateur solaire de type RESOL, 2012, ainsi qu'au coffret de régulation générale.

Le démarrage ou l'arrêt de la pompe du circuit solaire est commandé par le rayonnement solaire, donc par la valeur de la température de l'eau à la sortie des capteurs solaires si elle est inférieure ou supérieure à la température de consigne.

Il s'agit d'une régulation sur seuil de température, où les sondes de températures sont raccordées à la régulation et lui envoient des informations qu'elle traite, afin de renvoyer un signal de contrôle vers la pompe. A l'inverse, c'est l'électrovanne du refroidisseur à sec qui sera actionnée. Egalement, une régulation est effectuée entre la température du ballon de stockage et celle à la sortie des capteurs solaires. Pour le cas du bloc régénérateur/conditionneur, la régulation est appliquée pour contrôler les températures et le taux d'humidité à l'entrée et à la sortie (paramètres de soufflage). De la même manière, un contrôle est assuré pour le dessiccant liquide, afin de corriger sa température, et son débit à l'entrée et à la sortie.

Il est important de noter que l'installation est équipée d'une base de mesure et de contrôle de l'intensité solaire ainsi que la température à la sortie des cinq blocs de capteurs solaires sous vide et celle à l'entrée et à la sortie des ballons de stockage. L'équipement de cette base est relié aux différentes sondes de mesure de températures et du rayonnement solaire. La Fig.3.19 montre les différents blocs de capteurs solaires, les ballons de stockage et l'ensemble des paramètres mesurés et affichés afin de pouvoir contrôler l'installation à distance.

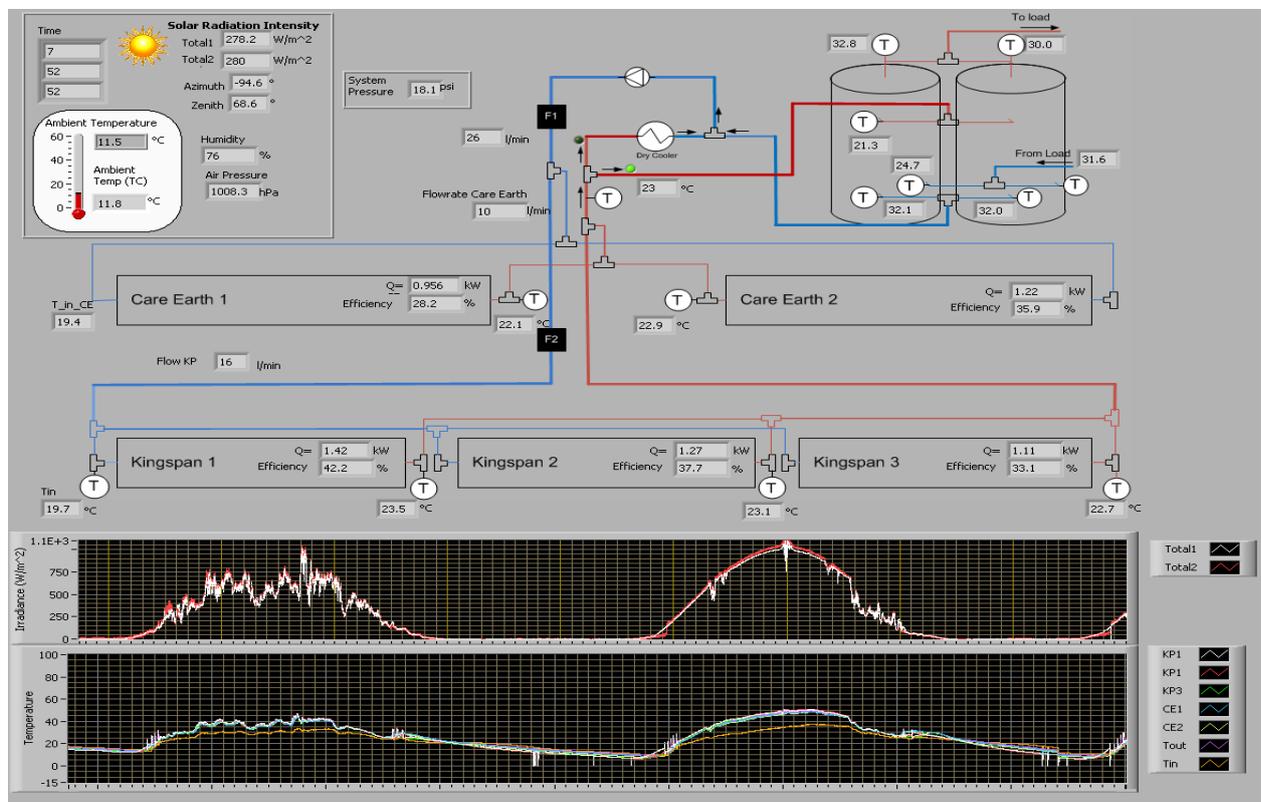


Fig. 3.19 : Schéma représentatif du contrôle –Université Queen’s. [C. McNevin, 61]

### **3.6. Paramètres d'entrée-sortie mesurés expérimentalement et analyse thermodynamique**

Pendant les quatre journées du mois de Juillet et août 2014, l'installation a fonctionné en mode dessicant pendant la période de à 08h à 18h. Pour chacune des périodes d'essais, on a relevé les températures de l'air et le taux d'humidité à l'entrée/sortie du conditionneur et régénérateur, des capteurs solaires, l'intensité solaire, les débits d'eau, d'air et du dessicant, les températures de régénération du dessicant, celle de l'eau chaude et froide et la température ambiante et également la température de l'eau froide à la sortie de la tour de refroidissement, et du refroidisseur à sec (avec un pas de temps de 1 minute).

Cette banque de données nous a permis d'évaluer la performance des différents composants de l'installation, le COP thermique et électrique, et aussi le rendement des capteurs solaires sous vide, en fonction des conditions extérieures. Les résultats obtenus sont présentés dans le chapitre 5.

L'analyse thermodynamique permet d'analyser les performances d'un procédé et de guider le concepteur à proposer des solutions pour limiter les pertes et améliorer l'efficacité.

Le cycle de rafraîchissement par dessiccation est un cycle ouvert qui échange de la masse et de la chaleur à travers le régénérateur et le conditionneur et un échange thermique au niveau de la tour de refroidissement et de l'aéro-réfrigérant et des échangeurs de chaleur.

En régime permanent la première et la deuxième loi de la thermodynamique appliquées à chaque élément de la centrale permettent d'écrire le bilan énergétique. Les principales équations représentant ce bilan sont exposées au chapitre suivant.

L'étude expérimentale de l'installation de rafraîchissement par dessiccation a montré des efficacités intéressantes pour l'ensemble des composants de la centrale d'air et de l'installation solaire. Le taux de déshumidification dans le conditionneur dépend non seulement de la température de régénération mais également de la température et de l'humidité extérieure. Le facteur le plus déterminant sur la performance de l'installation est l'humidité extérieure.

### **3.7. Conclusion**

La dessiccation en phase liquide est une option intéressante dans la climatisation solaire, notamment par le couplage qu'elle procure entre la déshumidification et la régénération.

Dans ce chapitre, le système LDAC a été décrit en détail et les paramètres d'entrée-sortie ont été précisés.

Ce système comprend trois principales zones, la centrale de traitement d'air comprenant le régénérateur, le conditionneur, la zone de capteurs solaires sous vide et la zone de chauffage auxiliaire. L'unité centrale est reliée d'un côté, à la tour de refroidissement pour lui fournir de l'eau froide, et de l'autre côté, elle est reliée au circuit solaire pour fournir de l'eau chaude au régénérateur.

Les sondes de mesure de température et d'humidité et le système de régulation automatique ont été également bien définis.

La liaison des différentes zones a été précisée avec la centrale d'acquisition de données de l'ensemble du système.

# Chapitre 4

## Simulation du système LDAC par TRNSYS 16

### 4.1. Introduction

L'étude d'un système physique par la voie expérimentale offre l'avantage d'apporter des réponses précises mais présente les inconvénients d'un temps d'étude très important, d'un coût d'exploitation élevé, et la difficulté à produire des conditions d'exploitation extrêmes.

La simulation numérique permet d'éliminer l'inconvénient temporel et donne la possibilité de mener facilement des études paramétriques sous différentes conditions d'exploitation permettant d'accéder à l'ensemble des paramètres souhaités. Elle permet d'étudier virtuellement des systèmes physiques et de tester rapidement la validité des solutions proposées. Cette méthode reste donc le mieux adaptée pour comprendre le comportement des systèmes afin de les optimiser. La simulation repose avant tout sur la validité des modèles qui doivent traduire, avec pertinence, les phénomènes physiques afin de prédire au mieux le comportement des systèmes.

Les performances de ce système dépendent intrinsèquement des conditions d'exploitation. A cet effet, la prise en compte du climat est un élément très important. Par ailleurs, l'étude expérimentale du conditionnement d'air solaire par desiccant liquide présentée dans le précédent chapitre a conduit à l'élaboration de modèles empiriques qui décrivent les performances de chaque composant ; et a permis d'établir les équations du bilan de transfert de masse et d'énergie, compte tenu des conditions ambiantes et des paramètres d'entrée–sortie des équipements. Ces modèles ont été implémentés dans l'environnement TRNSYS 16.

Ce chapitre traite l'utilisation de l'environnement de simulation TRNSYS 16 pour les composants de ce système de conditionnement d'air (LDAC), et le travail était effectué au laboratoire en collaboration avec McNevin [60].

L'objectif est d'étudier le fonctionnement global de la centrale de conditionnement d'air solaire à desiccant liquide, d'évaluer son COP ainsi que le rendement des capteurs solaire sous vide à caloduc. Les résultats expérimentaux sont validés par l'étude numérique (simulation par TRNSYS 16). Egalement, une comparaison par simulation entre, les capteurs sous vide à caloduc utilisés dans cette installation et les capteurs solaires plans thermiques a été effectuée.

### 4.2. Environnement de simulation TRNSYS

TRNSYS (TraNsient System Simulation program) est un environnement complet de simulation des systèmes énergétiques. Ce logiciel était initialement développé par l'Université de Wisconsin-Madison et du Colorado afin de simuler des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire. TRNSYS est un programme réalisant des simulations dynamiques en se

basant sur une approche modulaire. Les modèles sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties des modules (aussi appelés *TYPE*).

Bien que l'application initiale de TRNSYS fût orientée vers les systèmes énergétiques solaires, actuellement, le logiciel intègre des types liés aux autres énergies renouvelables et au calcul énergétique des bâtiments. Il inclut les applications suivantes dans sa bibliothèque par défaut : le système solaire photovoltaïque et thermique, les systèmes relatifs aux énergies renouvelables, les systèmes de ventilation, de chauffage et de climatisation, avec les différents équipements nécessaires à chaque type de système, y compris accessoires et pompes.

Les grandes majorités des simulations sont axées sur l'évaluation de la performance des systèmes d'énergie thermique et électrique. TRNSYS peut aussi bien être utilisé pour modéliser d'autres systèmes dynamiques tels que, un flux en mouvement, ou des processus biologiques.

La bibliothèque standard comprend 150 modèles en multi-zone tels que, le solaire, l'éolien, les équipements de ventilation, chauffage et climatisation, ainsi que des processeurs de données météo, situation géographique, et d'économie. Il permet d'élargir la capacité des modèles de l'environnement existant et de modifier les composants des modèles.

L'objectif général d'un programme de simulation est d'analyser et de prédire le comportement d'une réalité externe, appelée aussi système physique. La simulation numérique donne la possibilité de faire varier différents paramètres d'un système en vue d'observer son comportement et corriger le système étudié.

Elle consiste en l'utilisation de plusieurs modèles correspondants à un système dans un contexte précis. Elle permet de rendre le système étudié plus flexible, de faciliter les études paramétriques par rapport aux expérimentations.

La simulation numérique donne à l'utilisateur la possibilité de faire varier différents paramètres. Une simulation suit globalement, le cheminement suivant:

- Décrire le système, le définir éventuellement en sous systèmes, délimiter le domaine d'étude souhaité et poser les objectifs de la simulation.
- Ecrire les modèles nécessaires. Cette étape se réalise en langage de programmation de base (C, C++, FORTRAN, etc...) ou en langage intégré au solveur (e.g. MATLAB). Cette étape peut se simplifier en choisissant des modèles présents dans des bibliothèques préexistantes.
- Intégrer ces modèles dans un environnement de simulation spécifique ouvert (TRNSYS, Ca-Sis, SPARK, HVACSIM, etc...) qui facilitera l'intégration des modèles. En effet, ces logiciels comprennent des interfaces d'utilisation graphiques qui permettent un gain de temps et de convivialité lors de la manipulation de la simulation.

Il existe une grande disparité de niveau de complexité des environnements de simulation. Il est nécessaire de prendre en compte le système étudié et les objectifs de la simulation pour

choisir les outils adaptés. TRNSYS est adapté à une analyse détaillée de tout système thermique.

Plusieurs avantages sont présentés par ce logiciel :

- simplicité,
- modularité,
- bibliothèque de module riche,
- flexibilité.

Réalisé en Fortran de base, TRNSYS est un logiciel modulaire ; il est composé d'un programme principal et d'un certain nombre de sous-programmes (ou modules). On distingue :

- les programmes qui modélisent un composant thermique ou un sous-système thermique,
- les programmes utilitaires qui assurent la lecture des données, l'intégration numérique, l'impression des résultats, etc...

La boucle de la simulation, peut être en multizone avec couplage (échanges). Cette boucle se base principalement sur la liaison entre la situation géographique du projet, les données climatiques intérieures du local, les différents équipements de la centrale et le système solaire, ainsi que tous les accessoires. Il reconnaît un langage de description du système suite à une spécification des composants qui constituent le système et la façon dont ils sont connectés.

La bibliothèque TRNSYS comprend de nombreux composants couramment rencontrés dans les systèmes d'énergie thermique et électrique, et permet d'élargir le champ des modules existants [33, 52].

### **4.3. Implémentation des composants de l'installation dans TRNSYS**

Le programme de simulation par l'environnement TRNSYS permet d'évaluer la performance du système. Les modèles sont implémentés dans notre système étudié, par l'utilisation de TRNSYS 16.

La simulation complète du système de rafraîchissement évaporatif par dessiccation solaire nécessite l'intégration de nombreux composants (thermiques et solaires) ou d'éléments structurels. Un environnement intégré de simulation est nécessaire afin de ne pas devoir développer un nouveau solveur, et de profiter du développement d'une interface graphique améliorant fortement l'utilisation et la connexion d'un grand nombre de modèles.

La simulation permet de rendre le système étudié plus flexible, de faciliter les études paramétriques par rapport aux expérimentations.

L'environnement de simulation TRNSYS fonctionne en décomposant le système en composants, (ou sous-systèmes) qui sont reliés avec des entrées /sorties. Chaque sous-système est étudié et aussi décomposé en sous partie si nécessaire.

Les parties suivantes du chapitre décrivent la décomposition du système en sous-système (ou composants) et les modèles (TYPE) utilisés pour modéliser leur fonctionnement dans l'environnement de simulation TRNSYS.

Un modèle TRNSYS "TYPE " est utilisé pour décrire les performances de chaque composant, basé sur un ensemble de simulation dépendant des entrées/sorties et des paramètres fixes.

Ce modèle utilisé dans cette étude a été créé par Andrusiak, Harrison et Mesquita en 2010, [51] et utilisé aussi par L. Crofoot et J. Bendjamin [24, 58].

Le modèle de système est ainsi composé d'un certain nombre de modèle "TYPE 71" dont les entrées et les sorties sont reliées entre elles. Par exemple, le collecteur solaire "TYPE" soit relié au réservoir "TYPE 60" , telle que :

- la température de sortie du fluide dans le collecteur serait la température d'entrée du fluide dans le réservoir de stockage.

Quand la simulation est effectuée, le modèle complet du système est résolu en résolvant numériquement l'ensemble des équations fournies par les composants individuels. Ces équations sont résolues pour chaque intervalle de temps. Toutes les entrées et les sorties doivent converger vers une tolérance donnée, à chaque intervalle de temps, pour que la simulation continue.

Ces modèles donnent une réponse précise et fiable si tous les paramètres sont parfaitement connus. Et l'avantage de ces modèles est que les paramètres sont ajustables en fonction des mesures expérimentales.

L'objectif est d'étudier le fonctionnement global d'une centrale solaire à dessicant liquide. Comme exposé dans le précédent chapitre, il s'agit d'un système fonctionnant en cycle ouvert.

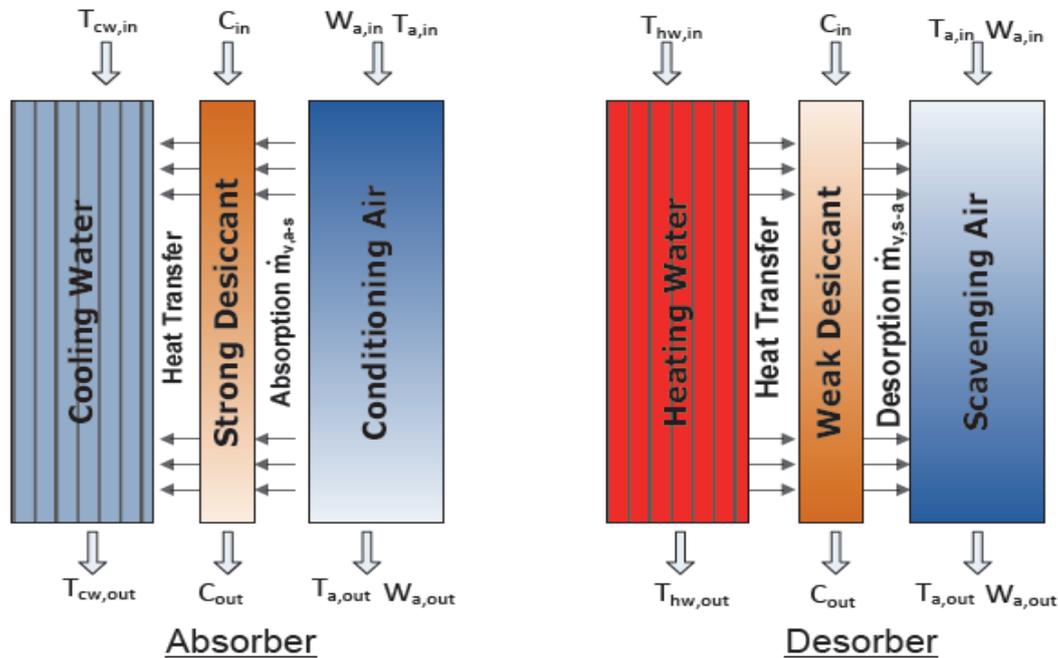
Afin de modéliser le bâtiment, le "TYPE 56" est proposé par TRNSYS. C'est un modèle multi zonale de simulation du comportement thermique du bâtiment. Les paramètres à renseigner sont nombreux pour décrire finement une installation. Une interface graphique annexe, TRNBUILD permet de le faire.

On commence d'abord par le modèle du conditionneur et aussi le modèle du régénérateur qui sont les deux composants importants dans le fonctionnement de la centrale de traitement d'air. Le conditionneur et le régénérateur sont considérés comme étant le cœur de l'unité centrale. Ils sont similaires dans leur conception et fonctionnement. Les deux ont la même conception et fonctionnent avec trois fluides qui sont : l'air humide, le dessicant liquide, et l'eau.

Le fonctionnement du conditionneur et du régénérateur sont complémentaires. Ils travaillent en conjonction, les deux composants achèvent un cycle thermodynamique et permettent une déshumidification par absorption chimique. Le cycle est conduit par une dilution de la solution et une régénération du dessicant.

L'absorption et la désorption d'eau sont contrôlées selon la variation de la pression de vapeur à la surface de la solution au contact de l'air ; d'où les deux propriétés de dessiccation à contrôler sont: la température de régénération et la concentration.

Un bilan détaillé de transfert de chaleur et de masse sur le régénérateur et le conditionneur est nécessaire pour l'évaluation de performance du système.



**Figure 4.1 : Processus de transfert de masse et de chaleur dans le régénérateur/Conditionneur [24]**

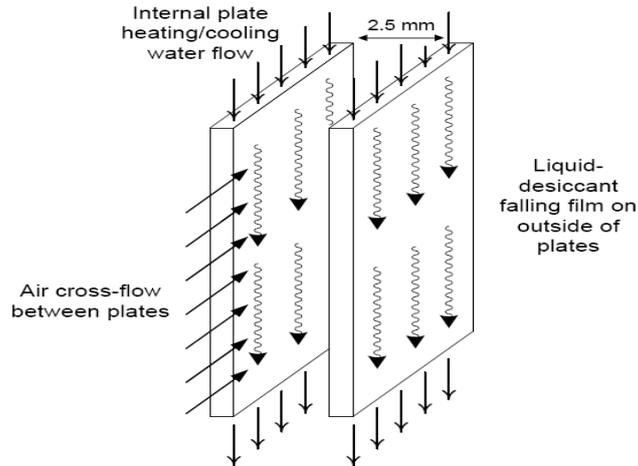
La Fig. 4.1 permet de comparer les opérations d'absorption/désorption, ainsi que la température d'écoulement d'eau qui affecte la pression de vapeur du dessiccant.

Le conditionneur est comme le régénérateur, formé d'un ensemble de plaques. Une géométrie simplifiée de l'échangeur à plaque est représentée sur la Fig. 4.2 suivante [24].

L'eau de refroidissement ou de chauffage coule à l'intérieur des deux composants (déshumidificateur/régénérateur), entre les plaques, est au contact du dessiccant liquide tombant, en film de couche très mince. L'air est soufflé, horizontalement, à travers le film du dessiccant liquide entre les plaques.

Les plaques ont la même géométrie et les mêmes dimensions, ces plaques sont courbées afin d'assurer l'assemblage au support structurel. La conception du régénérateur est similaire, constitué d'un ensemble de plaque, avec une entrée d'eau chaude et une extrémité identique afin d'accrocher les plaques.

Dans cette étude, la simulation est effectuée sur tous les composants de l'installation sous forme de modèle appelé, en TRNSYS, "Type", suivi d'un chiffre relatif à chaque équipement de l'installation.



**Figure 4.2 : Schéma conceptuel de la notion d'échangeur à plaque [24]**

Le modèle global en TRNSYS pour toute l'installation de notre étude, est présenté sur la Fig.4.3a-c. Le schéma comprend les principaux composants des différents processus du système étudié, à savoir : l'unité de traitement d'air (conditionneur/régénérateur), le circuit solaire, le système du chauffage auxiliaire, la tour de refroidissement et celui du refroidissement à sec, tous les accessoires comme pompes et réservoirs, tuyauterie, vanne ainsi que le réseau de régulation automatique. La Fig. 4.3.b montre les liens entre les différents équipements et processus ainsi que les liens avec la situation géographique et les conditions climatiques, et les types d'équipement selon leur conception (design) et leur fonctionnement. Ce modèle est effectué en se basant sur la bibliothèque de l'environnement TRNSYS 16. La Fig. 4.3.c, montre la conception du modèle en sélectionnant les différents composants du système étudié LDAC.

#### **4.3.1. Modèle du Conditionneur \_ (TYPE 251)**

Le conditionneur fonctionne de telle sorte que la vapeur d'eau de l'air ambiant soit absorbée par le dessiccant, comme le montre la Fig. 4.4, où s'effectuent des échanges de chaleur et de masse.

L'eau de refroidissement est utilisée afin d'abaisser la pression de vapeur de l'agent dessiccant. L'absorption de l'humidité par le dessiccant libère de la chaleur, et le dessiccant sera dilué d'où l'obtention d'une solution aqueuse.

Le cycle de rafraîchissement par dessiccation est un cycle ouvert qui échange de la masse et de la chaleur. Les équations fondamentales du bilan thermique et massique, pour chaque flux sont définies dans les paragraphes suivants.

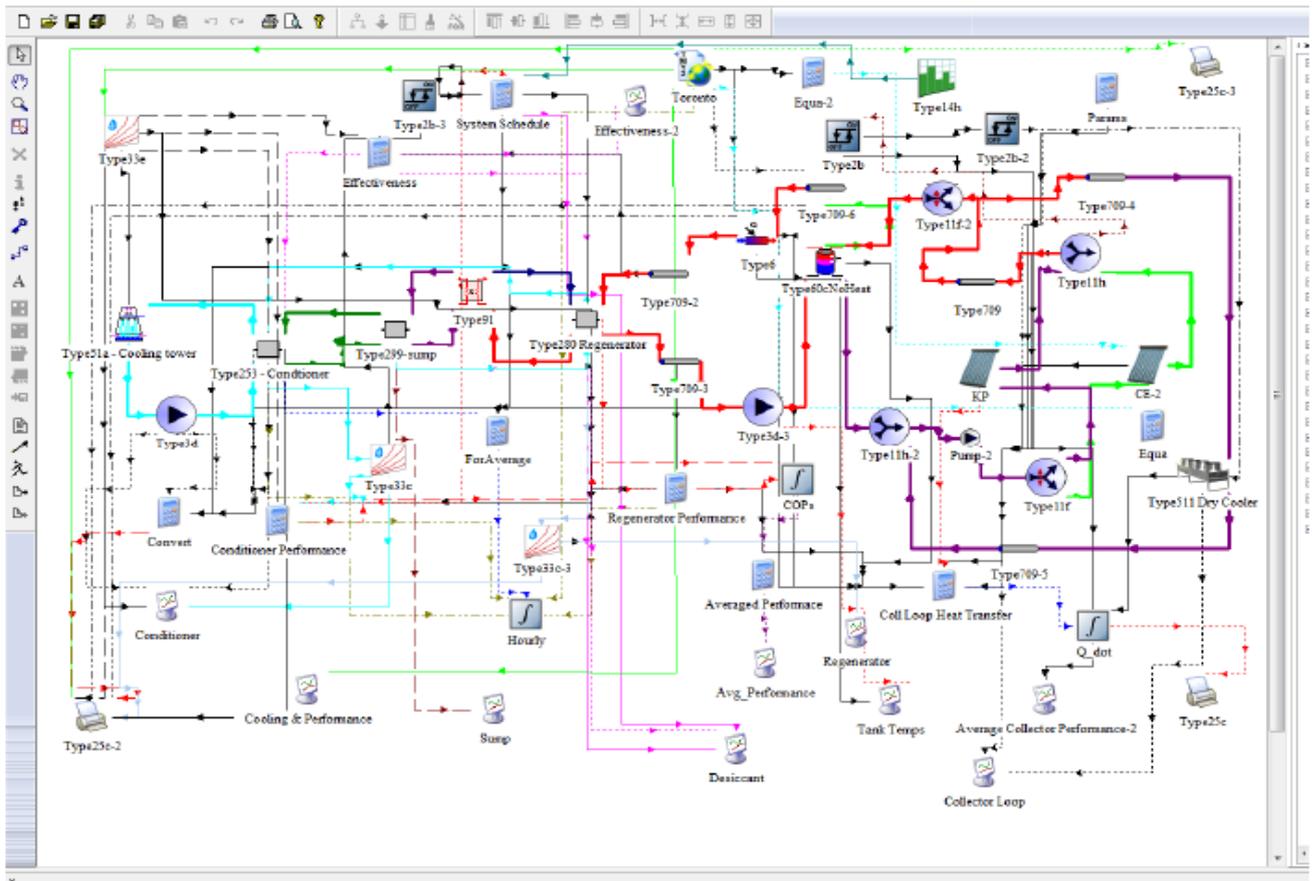


Fig. 4.3a: Modèle TRNSYS appliqué au système étudié

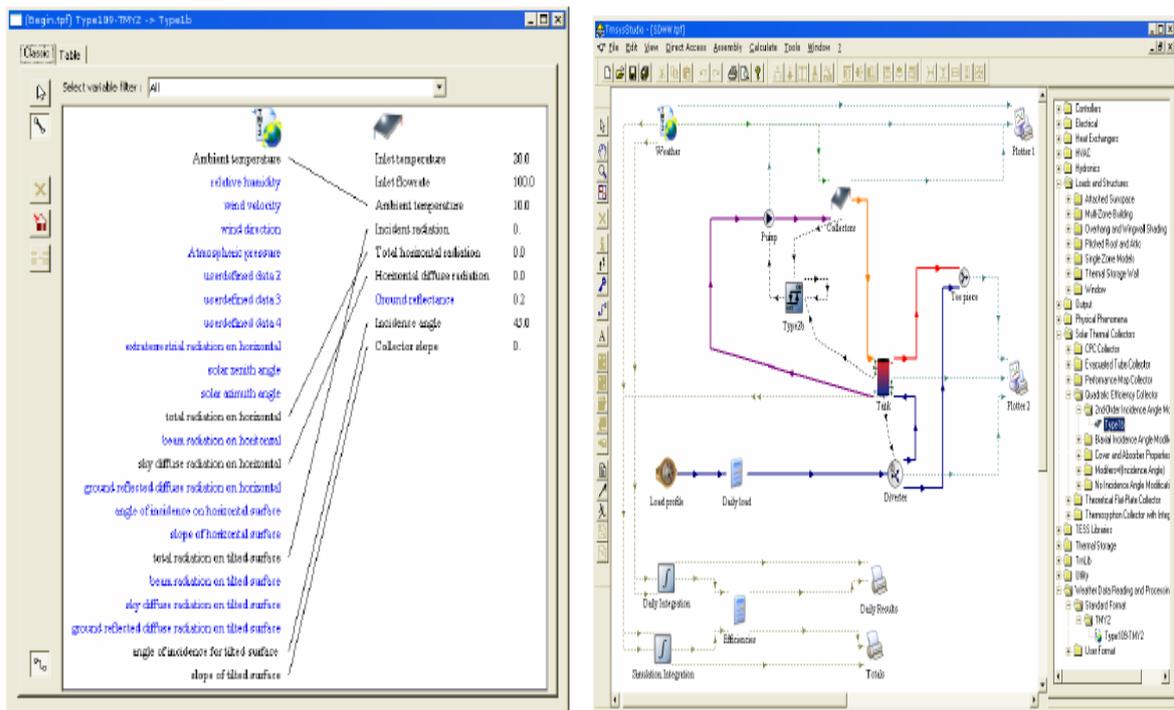
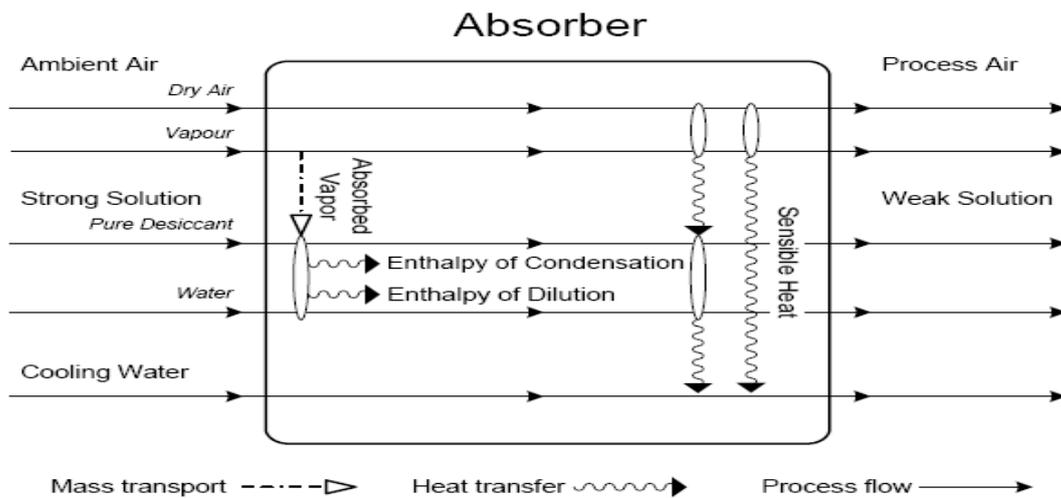


Fig. 4.3 (b): Schéma de connexion – (c): Schéma de sélection de composant



**Figure 4.4 : Représentation schématique du transfert de masse et de chaleur [24]**

Les échanges qui se produisent entre l'air et le matériau dessicant lors du passage de l'air à travers le conditionneur sont de deux sortes : des échanges de masse (vapeur d'eau) et des échanges d'énergie, selon les équations modifiées par Crofoot. L et Bendjamine [24, 58] pour LDAC système utilisé dans l'environnement TRNSYS.

- **L'équation de conservation de la masse** exprime l'égalité entre la masse d'eau absorbée par le dessicant et par unité de temps et la masse d'eau perdue par la masse d'air par unité de temps. L'équation de transfert de masse s'écrit en modèle empirique.
- **L'équation de conservation de l'énergie** exprime l'égalité entre l'enthalpie gagnée ou perdue par le dessicant et celle de l'air passant dans le conditionneur. L'équation de transfert d'énergie s'écrit en modèle empirique.

#### a) Flux d'air

Le bilan de masse et d'énergie pour le flux d'air est donné par les équations suivantes:

- Le débit massique de l'air sec, dans le processus, est non affecté :

$$\dot{m}_{a,in,c} = \dot{m}_{a,out,c} = \dot{m}_{a,c} \quad (4.1)$$

- L'air est déshumidifié dans le processus par la vapeur d'eau ( $\dot{m}_{abs}$ ) absorbée par le dessicant, aura un plus faible taux d'humidité spécifique ( $\omega_{out,c}$ ) d'où on obtient:

$$\dot{m}_{a,in,c} \omega_{in,c} = \dot{m}_{abs} + \dot{m}_{a,in,c} \omega_{out,c} \quad (4.2)$$

Il en résulte un débit massique de vapeur d'eau absorbée par la solution dessiccante :

$$\dot{m}_{abs} = (\omega_{in,c} - \omega_{out,c}) \cdot \dot{m}_{a,in,c} \quad (4.3)$$

Ce processus de déshumidification se traduit par une réduction du taux d'humidité spécifique de l'air à la sortie du conditionneur. Le débit massique de vapeur d'eau transféré de l'air vers le dessiccant se traduit par une dilution de la solution dessiccante.

Le conditionneur fonctionne de telle sorte que l'enthalpie du flux d'air est réduite.

- Cette variation d'enthalpie est égale à la somme de l'enthalpie absorbée par la solution du dessiccant à partir du processus d'absorption de la vapeur d'eau ( $q_{a-s,c}$ ) + (le transfert de chaleur entre l'air et l'eau de refroidissement) : ( $q_{a-cw,c}$ ).

- L'enthalpie libérée dans le flux de dessiccant est égale à la somme de l'enthalpie de condensation et de l'enthalpie de dilution.

Le transfert de l'enthalpie totale est dû à l'absorption de vapeur d'eau est donc donnée

par :  $\dot{m}_{abs}(h_{fg} + h_{dil})$ . Les enthalpies de condensation et de dilution sont tous deux des fonctions de la température.

- Le bilan énergétique global dans le processus du flux d'air est donné par l'équation suivante:

$$\dot{m}_{a,in,c} h_{a,in,c} = \dot{q}_{a-d,c} + \dot{q}_{a-cw,c} + \dot{m}_{abs}(h_{fg} + h_{dil}) + \dot{m}_{a,out,c} h_{a,out,c} \quad (4.4)$$

La variation d'enthalpie dans le processus est principalement due à la quantité d'eau absorbée.

En fonction du taux d'humidité l'équation sera transformée en :

$$\dot{m}_{a,in,c} (\omega_{in,c} h_{f,in,c} + h_{a,in,c}) = \dot{m}_{a,out,c} (\omega_{out,c} h_{f,out,c} + h_{a,out,c}) + \dot{m}_{abs}(h_{fg}) + \dot{Q}_{a-d} \quad (4.5)$$

avec:  $\dot{m}_{a,in,c}$  est le débit massique d'air ;  $\omega_{in,c}$  et  $\omega_{out,c}$  le taux d'humidité spécifique de l'air entrant et sortant du conditionneur ;  $\dot{m}_{abs}$  : est le (débit massique de vapeur d'eau absorbée);  $h_{f,in,c}$  et  $h_{f,out,c}$  les enthalpies de la vapeur d'eau à l'entrée et sortie du conditionneur ;  $h_{a,in,c}$  et  $h_{a,out,c}$  les enthalpies de l'air sec entrant et sortant du conditionneur ;  $h_{fg}$  est la chaleur latente de vaporisation ; et  $\dot{Q}_{a-d}$  est le transfert de chaleur entre l'air et le dessiccant.

## b) Solution dessiccante

Les concentrations de la solution dessiccante à l'entrée et à la sortie du conditionneur sont données par les équations suivantes :

$$X_{in,c} = \frac{\dot{m}_{d,c}}{\dot{m}_{d,c} + \dot{m}_{w,in,c}} \quad (4.6)$$

$$X_{out,c} = \frac{\dot{m}_{d,c}}{\dot{m}_{d,c} + \dot{m}_{abs} + \dot{m}_{w,in,c}} \quad (4.7)$$

La masse du composant de dessiccation de la solution est inchangée dans le conditionneur (masse initiale de dessiccant sec).

$$\dot{m}_{d,in,c} = \dot{m}_{d,out,c} = \dot{m}_{d,c} \quad (4.8)$$

La solution va absorber ( $\dot{m}_{abs}$ ) à partir de l'air humide passant par le conditionneur, ce qui réduit la concentration de la solution. La variation du débit massique est donnée par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{s,out,c} = \dot{m}_{d,c} + \dot{m}_{w,in,c} + \dot{m}_{abs} \quad (4.9)$$

Le bilan massique et énergétique pour le flux du dessiccant est donné par les équations suivantes :

$$\dot{m}_{d,in,c} X_{in,c} = \dot{m}_{d,out,c} X_{out,c} = \left( \dot{m}_{d,in,c} + \dot{m}_{abs} \right) X_{out,c} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{d,in,c} h_{d,in,c} + \dot{Q}_{a-d} = \dot{m}_{d,out,c} h_{d,out,c} + \dot{m}_{abs} (h_{dil}) + \dot{q}_{d-cw} \quad (4.11)$$

avec :  $X_{in,c}$  et  $X_{out,c}$  la concentration de la solution dessiccante à l'entrée et à la sortie du conditionneur ;  $h_{d,in,c}$  et  $h_{d,out,c}$  l'enthalpie du dessiccant à l'entrée et à la sortie du conditionneur ;  $h_{dil}$  l'enthalpie de dilution ; et  $\dot{q}_{d-cw}$  la chaleur transférée entre le dessiccant et l'eau de refroidissement.

### c) Eau de refroidissement

Le débit massique de l'eau de refroidissement est constant, aucun transfert de masse. L'eau de refroidissement absorbe de la chaleur du flux d'air traité et de la solution dessiccante. Ce bilan énergétique pour l'eau de refroidissement est donné par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{cw,c} h_{cw,in,c} + \dot{Q}_{d-wc} + \dot{q}_{a-wc,c} = \dot{m}_{cw,c} h_{cw,out,c} \quad (4.12)$$

avec :  $\dot{m}_{cw}$  le débit massique de l'eau de refroidissement ;  $h_{cw,in}$  et  $h_{cw,out}$  l'enthalpie de l'eau de refroidissement à l'entrée et à la sortie du conditionneur ;  $\dot{Q}_{d-cw}$  la chaleur transférée entre le dessiccant et l'eau de refroidissement ; et  $\dot{q}_{a-cw,c}$  le transfert de chaleur entre l'air et l'eau de refroidissement.

Selon la littérature, les chercheurs ont eu beaucoup de difficultés pour une validation numérique et à développer une méthode analytique en utilisant les résultats expérimentaux. Dans ce travail, un modèle simplifié basé sur l'approche adoptée par Khan et Sulsona (1998) a été utilisée [53].

#### d) Efficacité du Conditionneur

Trois formes d'efficacité de déshumidification ont été définies pour décrire le conditionneur : l'efficacité de déshumidification relative à : l'humidité absolue, à l'enthalpie et à l'eau de refroidissement du dessiccant.

- **L'efficacité de déshumidification relative à l'humidité absolue de l'air**: représente le rapport des humidités entrée-sortie au conditionneur par le maximum de déshumidification possible. C'est le rapport de la variation d'humidité (valeur expérimentale) /la variation maximale d'humidité (valeur théorique), comme le montre l'équation suivante :

$$\mathcal{E}_{dehumid} = \frac{\omega_{in,c} - \omega_{out,c}}{\omega_{in,c} - \omega_{out,eq}} \quad (4.13)$$

Cette variation maximale possible est déterminée par la différence entre le taux d'humidité à l'entrée du conditionneur ( $\omega_{in,c}$ ) et le taux d'humidité de l'air à l'état d'équilibre ( $\omega_{eq}$ ), mis en contact avec le dessiccant concentré; en prenant en considération la température de l'eau de refroidissement à l'entrée et la masse du dessiccant (LiCl) à l'entrée du conditionneur.

( $\omega_{eq}$ ): est le taux d'humidité absolue de l'air à l'état d'équilibre avec la solution dessiccante, qui peut être calculée par l'équation psychométrique standard suivante :

$$\omega_{eq} = 0.622 \frac{P_{v,d}}{P_{atm} - P_{v,d}} \quad (4.14)$$

où la pression de vapeur du dessiccant ( $P_{v,d}$ ) est déterminée en utilisant les corrélations effectuées par Conde Manuel pour le chlorure de calcium et chlorure de lithium [54] :

$$\ln(P_{v,d}) = A(x) - \frac{B(x)}{T_s + 111.96} \quad (4.15)$$

avec,  $(P_{v,d})$  pression de vapeur du dessicant ;  $(T_s)$  température de la solution dessiccante ;  $A(x)$  et  $B(x)$  des paramètres de régression exprimés en fonction de la concentration selon les relations suivantes :

$$A(x) = a_0 + a_1 x \quad ; \quad B(x) = b_0 + b_1 x$$

$$a_0 = 10.0624 \quad ; \quad a_1 = 4.4674 \quad , \quad b_0 = 739.828 \quad ; \quad b_1 = 450.96$$

et pour le chlorure de lithium :

$$\pi = \frac{P_{sol}(\xi, T)}{P_{H_2O}(T)} = \pi_{25} f(\xi, \theta) \quad \text{et} \quad f(\xi, \theta) = A + B\theta \quad (4.16)$$

$$A = 2 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2} \quad \text{et} \quad B = \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} - 1$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[ 1 + \left( \frac{\xi}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 e^{\frac{-(\xi - 0.1)^2}{0.005}} \quad (4.17)$$

$$\pi_0 = 0.28 \quad ; \quad \pi_1 = 4.30 \quad ; \quad \pi_2 = 0.60 \quad ; \quad \pi_3 = 0.21 \quad ; \quad \pi_4 = 5.10 \quad ; \quad \pi_5 = 0.49 \quad ;$$

$$\pi_6 = 0.362 \quad ; \quad \pi_7 = -4.75 \quad ; \quad \pi_8 = -0.40 \quad ; \quad \pi_9 = 0.03. \quad \text{et} \quad 0 \leq \xi \leq 0.56$$

et à savoir, la pression partielle de l'air à la sortie ( $P_{a,out}$ ) est égale à la faible pression de vapeur du dessicant concentré, ( $P_{d,min}$ ) à l'entrée du conditionneur.

La différence de pression de vapeur ( $\Delta P$ ) entre l'air et le dessicant représente la force motrice du transfert de masse. Egalement, le coefficient de transfert de masse dépend de cette différence de pression :

$$\Delta P = P_a - P_{v,d} \quad (4.18)$$

- **L'efficacité de déshumidification relative à la pression partielle:** l'efficacité de déshumidification peut également être définie en fonction de la pression de vapeur, d'où l'équation devient :

$$\varepsilon_{deshumid} = \frac{P_{a,in,c} - P_{a,out,c}}{P_{a,in,c} - P_{d,min}} \quad (4.19)$$

( $P_{d,min}$ ) est la pression partielle du dessicant concentré, et à la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du conditionneur, déterminée comme pour le cas précédent, par la méthode empirique de Manuel Conde [54].

- **L'efficacité de déshumidification en fonction de l'enthalpie:** cette efficacité peut également être définie en fonction de l'enthalpie. C'est le rapport entre la variation d'enthalpie de l'air à travers le conditionneur et la variation maximale possible d'enthalpie de l'air ; et qui est définie comme suit :

$$\varepsilon_{dehumid} = \varepsilon_{c,h} = \frac{h_{a,in,c} - h_{a,out,c}}{h_{a,in,c} - h_{a,min,c}} \quad (4.20)$$

Pour ce système à refroidissement, l'enthalpie minimale de l'air ( $h_{a,min,c}$ ) à la sortie du conditionneur sera déterminée en fonction de la température de refroidissement à l'entrée du conditionneur, et l'humidité absolue minimale ( $\omega_{min}$ ).

Finalement, le circuit du dessicant au contact de l'eau de refroidissement est similaire à un échangeur de chaleur dont l'efficacité peut être déterminée, en fonction des températures, par l'équation suivante :

$$\varepsilon_{ld,cw} = \frac{T_{ld,in,c} - T_{ld,out,c}}{T_{ld,in,c} - T_{cw,in}} \quad (4.21)$$

Ces paramètres permettent de définir et d'évaluer l'efficacité du conditionneur.

Le tableau suivant englobe les résultats expérimentaux pour l'efficacité du conditionneur pour les 4 jours d'étude expérimentale.

Jours d'essais	Efficacité expérimentale du Conditionneur (déshumidificateur)			
	24 juillet	25 juillet	1 <sup>er</sup> août	11 août
$\varepsilon_{deshumid}$	0.80	0.79	0.78	0.78
$\varepsilon_{c,h}$	0.45	0.45	0.45	0.45

**Tableau 4.1 : Résultats expérimentaux de l'efficacité du conditionneur**

Les entrées dans le conditionneur sont fournies par les sorties des autres composants dans le modèle. Par exemple, le fichier "météo" est connecté au "TYPE 251" pour lui fournir les propriétés de l'air ambiant. Certains paramètres sont définis dans le composant, par l'utilisateur, et sont constants pendant toute la durée de la simulation. Les sorties sont connectées à d'autres composants, ou sont directement utilisées dans les équations de calcul pour déterminer les performances du système.

Les hypothèses suivantes ont été formulées afin de modéliser le conditionneur :

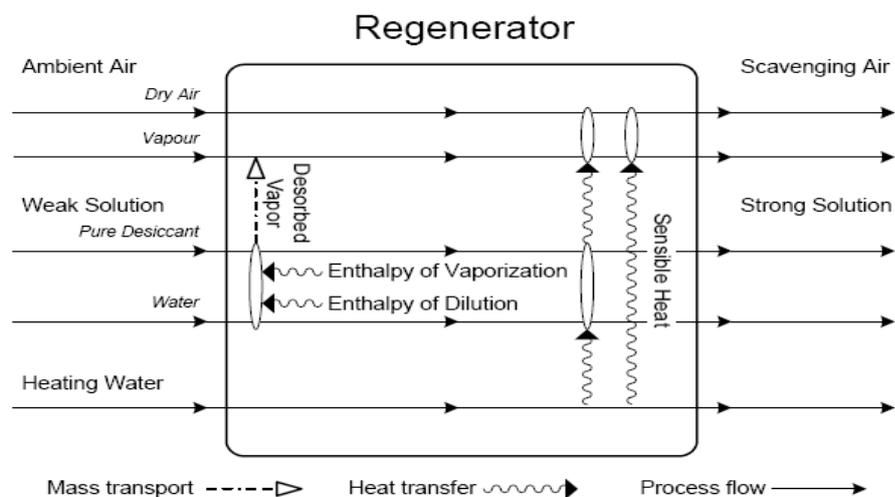
- 1\_ Les chaleurs spécifiques des trois fluides sont constantes et relatives à la température et la concentration.
- 2\_ L'efficacité de déshumidification, l'efficacité de l'eau de refroidissement du dessiccant et l'efficacité d'enthalpie sont en fonction des conditions ambiantes et de la température de l'eau de chauffage.
- 3\_ Les débits massiques de l'air et de l'eau de refroidissement sont constants.
- 4\_ Le débit du dessiccant liquide à l'entrée du conditionneur est constant.
- 5\_ Le conditionneur est adiabatique (c'est-à-dire : pas de pertes de chaleur vers le milieu ambiant).
- 6\_ Le dessiccant ne passe pas dans le flux d'air, la masse du dessiccant est conservée.

Compte tenu des équations présentées ci-dessus, et paramètres de corrélations pour le dessiccant liquide et l'air, les paramètres de sorties peuvent être calculés pour chaque pas de temps.

### 4.3.2. Modèle du Régénérateur \_ (TYPE 250)

Le régénérateur est similaire, dans son fonctionnement, au conditionneur et il peut être traité de la même manière. Les trois fluides de travail sont : le dessiccant liquide, l'air et l'eau chaude venant du circuit solaire. L'humidité sera transférée (désorbée) à partir de la solution dessiccante vers l'air qui traverse le régénérateur horizontalement. Cet air est chauffé une fois mis en contact avec l'eau chaude.

Le régénérateur fonctionne avec l'eau chaude afin de régénérer le dessiccant (augmenter sa concentration et diminuer sa pression de vapeur). Cette eau chaude va chauffer l'air qui traverse le régénérateur horizontalement et il est appelé flux d'air de balayage. Il absorbe la vapeur d'eau à partir du dessiccant et puis sera évacué vers l'atmosphère. Les équations du bilan sont établies selon le modèle de Crofoot.L et Bendjamin [24, 58] pour LDAC système.



**Figure 4 .5: Représentation schématique du transfert de masse et de chaleur à travers le régénérateur [24]**

### a) Flux d'air

Le bilan massique et énergétique sur le flux d'air est donné par les équations suivantes :

$$\dot{m}_{a,in,r} \omega_{in,r} = \dot{m}_{a,in,r} - \dot{m}_{des} \omega_{out,r} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_{a,in,r} (\omega_{in,r} h_{f,in,r} + h_{a,in,r}) = \dot{m}_{a,out,r} (\omega_{out,r} h_{f,out,r} + h_{a,out,r}) - \dot{m}_{des} (h_{fg}) + \dot{Q}_{d-a} \quad (4.23)$$

$m_{(des)}$  : vapeur transférée entre l'air et le dessicant

$m_{(d)}$  : masse du dessicant

$$\dot{m}_{a,r} h_{a,in,r} + \dot{q}_{s-a,r} + \dot{q}_{hw-a,r} + \dot{m}_{abs(s-a),r} (h_{fg} + h_{dil}) = \dot{m}_{a,out,r} h_{a,out,r}$$

### b) Dessicant

Le bilan massique et énergétique de la solution dessiccante dans le régénérateur est donné par les équations suivantes :

$$\dot{m}_{d,in,r} X_{in,r} = \dot{m}_{d,out,r} X_{out,r} = \left( \dot{m}_{d,r} - \dot{m}_{des} \right) X_{out,r} \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_{d,in,r} h_{d,in,r} + \dot{q}_{hw-d,r} = \dot{m}_{d,out,r} h_{d,out,r} + \dot{m}_{des-a,r} (h_{dil} + h_{fg}) + \dot{Q}_{d-a,r} \quad (4.25)$$

### c) Fluide caloporteur

Le bilan énergétique de l'eau chaude passant dans le régénérateur est donné par l'équation suivante et représente le transfert de chaleur entre l'eau chaude et l'air passant à travers le régénérateur et le dessicant en film tombant:

$$\dot{m}_{hw,in,r} h_{hw,in,r} = \dot{q}_{hw-d,r} + \dot{q}_{hw-a,r} + \dot{m}_{hw,out,r} h_{hw,out,r} \quad (4.26)$$

### d) Efficacité du Régénérateur

Comme pour le conditionneur, l'efficacité du régénérateur sera définie en fonction de certains paramètres : l'enthalpie, la pression de vapeur, l'humidité absolue de l'air humide et l'eau chaude pour la régénération du dessicant ; par les équations suivants :

- **L'efficacité du régénérateur en fonction de l'humidité absolue:** cette efficacité est définie par l'équation suivante :

$$\varepsilon_{regen} = \frac{\omega_{out,r} - \omega_{in,r}}{\omega_{out,max} - \omega_{in,r}} = \frac{P_{a,out} - P_{a,in}}{P_{d,max} - P_{a,in}} \quad (4.27)$$

- **L'efficacité du régénérateur en fonction de l'enthalpie :** est définie comme suit :

$$\varepsilon_{r,h} = \frac{h_{a,out,r} - h_{a,in,r}}{h_{a,max,r} - h_{a,in,r}} \quad (4.28)$$

- **L'efficacité du régénérateur en fonction de la température du dessicant et celle du fluide caloporteur (eau chaude)** est définie par :

$$\varepsilon_{ld,hw} = \frac{T_{d,out,r} - T_{d,in,r}}{T_{d,out,r} - T_{hw,in}} \quad (4.29)$$

L'humidité absolue maximale et l'enthalpie maximale sont évaluées en fonction de la température de l'eau chaude et de la concentration du dessicant à l'entrée du régénérateur.

Les hypothèses et les algorithmes sont les mêmes que ceux utilisés pour le déshumidificateur.

Le Tableau 4.2 présente les expressions de l'efficacité du régénérateur, évaluées.

	<b>Efficacité expérimentale du régénérateur</b>			
Jours d'essais	24 juillet	25 juillet	1 <sup>er</sup> août	11 août
$\varepsilon_{deshumid}$	0.72	0.70	0.72	0.70
$\varepsilon_{c,h}$	0.46	0.44	0.55	0.448

**Tableau 4.2 : Résultats expérimentaux de l'efficacité du régénérateur**

### 4.3.3. Modèle du Puisard du dessicant \_ (TYPE 299)

Le dessicant passant dans le régénérateur et dans le conditionneur se trouve dans un puisard (réservoir à dessicant), situé à la partie basse de l'unité de traitement d'air. Ce puisard a été modélisé comme étant un bloc de stockage du dessicant, venant du régénérateur et du conditionneur.

Etant donné que la masse du dessicant liquide et solide sont conservées, il existe deux équations du bilan. Le volume et la concentration ne sont pas constants. Les équations du bilan massique sont des équations différentielles :

$$\frac{dm_s}{dt} = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_2 X_2 - (\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \rho_{\text{tan}k} \left( \frac{m_{s, \text{tan}k}}{m_{w, \text{tan}k} + m_{s, \text{tan}k}} \right) \quad (4.30)$$

$$\frac{dm_w}{dt} = \dot{m}_1 (1 - X_1) + \dot{m}_2 (1 - X_2) - (\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \rho_{\text{tan}k} \left( \frac{m_{w, \text{tan}k}}{m_{w, \text{tan}k} + m_{s, \text{tan}k}} \right) \quad (4.31)$$

et

$$m_d = m_w + m_s$$

avec,  $m_s$ ,  $m_w$ , et  $m_d$ , la masse du dessiccant solide, l'eau, et le dessiccant en solution respectivement ;  $\rho_{\text{tan}k}$  densité (en fonction de la concentration et de la température) ; et  $\dot{V}_1$  et  $\dot{V}_2$  débits volumiques.

Le bilan énergétique est donné par l'équation suivante:

$$\frac{d(\rho_{\text{tan}k} V_{\text{tan}k} Cp_{\text{tan}k} T_{\text{tan}k})}{dt} = \dot{m}_1 Cp T_1 + \dot{m}_2 Cp T_2 - (\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \rho_{\text{tan}k} Cp_{\text{tan}k} T_{\text{tan}k} - UA (T_{\text{tan}k} - T_{\text{amb}}) \quad (4.32)$$

avec,  $T_1$ ,  $\dot{m}_1$  et  $T_2$ ,  $\dot{m}_2$  températures et débits massiques du dessiccant à l'entrée,  $T_{\text{tan}k}$  température du puisard ;  $T_{\text{amb}}$  température ambiante ; UA coefficient global de transfert de chaleur.

Si l'on suppose que la chaleur spécifique de la solution dessiccante est constante et sachant que  $\rho_{\text{tan}k} V_{\text{tan}k}$  est égale à la masse totale du dessiccant liquide dans le puisard, le bilan énergétique sera simplifié comme suit :

$$\frac{d(m_{d, \text{tan}k} T_{\text{tan}k})}{dt} = \dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2 - (\dot{V}_1 + \dot{V}_2) \rho_{\text{tan}k} T_{\text{tan}k} - \frac{UA}{Cp} (T_{\text{tan}k} - T_{\text{amb}}) \quad (4.33)$$

Le sous-programme des équations différentielles dans l'environnement TRNSYS sont une fonction de précision qui résout les équations différentielles linéaires, du premier ordre sous la forme :

$$\frac{dT}{dt} = aT + b$$

où, a et b sont des coefficients. La fonction demande les coefficients et la température initiale T et elle renvoie, la valeur finale et la valeur moyenne de T durant l'intervalle de temps ( $T, \bar{T}$ ).

En outre, le débit massique, la température et la concentration, ne sont pas constantes. Il est nécessaire de poser les hypothèses suivantes pour résoudre ces équations dans l'environnement TRNSYS :

- la masse totale du dessiccant  $m_{d,tank}$ , dans le puisard, ne change pas beaucoup au cours du temps ; et peut être une valeur approchée de la masse totale du dessiccant, au pas de temps précédent  $m_{d,tank}^{t=t-1}$ ,
- les paramètres,  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, X_1, X_2, T_1, T_2, T_{amb}$  sont constants à chaque pas de temps,
- la densité du dessiccant liquide  $\rho_{tank}$ , est en fonction de la température et la concentration ; mais elle est constante à chaque pas de temps, et toute variation de la densité du dessiccant liquide dans le puisard,  $(\frac{d\rho_{tank}}{dt})$  sera négligeable,
- le débit volumique du dessiccant dans le conditionneur et le régénérateur est constant.

La simulation est réalisée avec un intervalle de temps (1 min).

#### 4.3.4. Modèle de tour de refroidissement\_ (TYPE 51a)

L'eau de refroidissement pour le conditionneur a été fournie par une tour de refroidissement à eau, à contre-courant. La figure ci-dessous montre le type de tour de refroidissement utilisé dans l'installation.

La modélisation théorique des tours de refroidissement est assez complexe compte tenu de la multiplicité des transferts qui y prennent place.

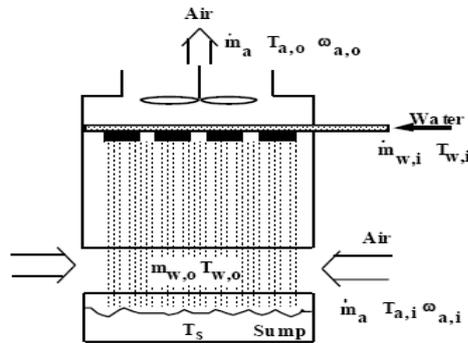


Figure 4. 6 : Paramètres de la tour de refroidissement [TRNSYS 16]

Bilan massique :

$$\dot{m}_{w,out} = \dot{m}_{w,in} + \dot{m}_a (\omega_{a,out} - \omega_{a,i}) \quad (4.34)$$

La chaleur dégagée :

$$Q_{cell} = \dot{m}_a (h_{w,in} - h_{a,in}) \quad (4.35)$$

Le modèle de simulation pour évaluer la performance de la tour de refroidissement se base sur la méthode Braun (1988), [55]. Et aussi modèle de Merkel.

Les hypothèses généralement faites par Merkel, sont :

- l'air sortant de la tour est quasiment saturé,
- le film interstitiel est de l'air saturé d'humidité, à la température de l'eau,
- la résistance thermique côté liquide est négligée devant celle côté air.

Ces hypothèses permettent d'aboutir à un modèle dans lequel la principale caractéristique de la tour est un Nombre d'Unité de Transfert (NTU), résultant de l'équation suivante :

$$NTU = \int \frac{Cp_w \Delta T_w}{(q'_{sat}(t'') - q'_{sat}(t'_a))} \quad (4.36)$$

aussi, NTU est fonction des variables suivantes :

- le rapport du débit massique d'eau au débit massique d'air,
- la température humide de l'air à l'entrée de la tour,
- la température de l'eau à l'entrée et à la sortie.

Le nombre d'unité de transfert (NTU) est donné par l'équation suivante :

$$NTU = c \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^{n+1} \quad (4.37)$$

où n et c, sont des paramètres particuliers de la tour de refroidissement.

L'efficacité de la Tour de refroidissement à contre-courant est définie par :

$$\varepsilon_{air} = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - m^*))}{1 - m^* \exp(-NTU(1 - m^*))} \quad (4.38)$$

où  $m^*$  est nommé rapport de capacité est donné par :

$$m^* = \frac{\dot{m}_{air} C_s}{\dot{m}_{cw,in} Cp_{cw}} \quad (4.39)$$

La chaleur spécifique à saturation,  $C_s$ , est calculée par le rapport de la variation d'enthalpie de l'eau de refroidissement à la variation de la température de l'eau de refroidissement.

Dans TRNSYS, TYPE 51a, il y a une table de données pour déterminer l'efficacité.

### 4.3.5. Modèle de capteur solaire\_ (TYPE 71)

Pour ce modèle, les hypothèses suivantes sont considérées :

- les propriétés des matériaux sont indépendantes de la température,
- la température de l'absorbeur est uniforme,
- la convection à l'intérieur du tube en verre est négligeable (à cause du vide),
- le tube en verre est propre.

La simulation pour les capteurs solaires sous vide à caloduc utilisés dans l'installation a été effectuée par le modèle (TYPE 71) dont les paramètres nécessaires sont présentés dans la bibliothèque de TRNSYS 16.

Il s'agit d'un modèle à "efficacité quadratique avec facteur d'angles", qui permet de modéliser des capteurs plans ou des capteurs sous vide.

Le principe général des modèles de capteur est d'évaluer un rendement  $\eta$  des capteurs. La performance globale d'un système solaire thermique dépend du type de capteur utilisé.

Le rendement du capteur solaire est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile  $Q_u$  transmise au fluide et le rayonnement solaire incident total  $I_T$ , à la surface du collecteur durant un temps donné (Duffie et Beckman, 2013), [56].

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{A_c \int I_T dt} \quad \text{d'où} \quad \eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_p (T_{out} - T_{in})}{A_c \cdot I_T} \quad (4.40)$$

où :

$\dot{Q}_u$  : l'énergie solaire utile du collecteur ;

$A_c$  : la surface totale du collecteur ;

$I_T$  : l'irradiation solaire totale reçue par le capteur par unité de surface.

$\dot{m}$  : débit massique

L'énergie solaire utile du collecteur est donnée par l'équation:

$$Q_u = A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{in} - T_{amb})] \quad (4.41)$$

$U_L$ , est le coefficient global de perte de chaleur du capteur solaire ;  $S$ , est le rayonnement total absorbé ;  $F_R$ , est nommé facteur d'efficacité du collecteur donné par l'équation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p (T_{f,out} - T_{f,in})}{A_c [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})]} \quad (4.42)$$

$F_R$  : facteur d'efficacité du capteur, dans ces conditions, l'énergie utile s'écrit :

$$Q_u = F_R \cdot S_c \cdot [I_T (\tau \alpha) - K (T_{f,in} - T_{amb})] \quad (4.43)$$

S, est le rayonnement solaire total absorbé, donné par l'équation suivante :

S= rayonnement Direct + Diffus + Réfléchi.

$$S = I_b R_b K_{\tau \alpha, b} (\tau \alpha)_b + I_b K_{\tau \alpha, d} (\tau \alpha)_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \rho_g K_{\tau \alpha, g} (\tau \alpha)_n \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (4.44)$$

avec :

I : rayonnement incident direct, diffus, ou rayonnement réfléchi.

( $\tau \alpha$ ) : produit de facteur (transmission – absorption), de l'absorbeur du capteur.

K : coefficient qui dépend de l'état du ciel avant d'être recouvert par les nuages.

K = 0.6 pour un ciel bleu foncé,

K = 0.3 pour un ciel bleu clair,

K = 0.6 pour un ciel bleu laiteux.

K : modificateur d'angle d'incidence, et représente la variation du rayonnement absorbé avec l'angle d'incidence du rayonnement solaire.

Ces équations sont développées et expliquées en détail par Duffie et Beckman [56].

La notation ou évaluation solaire et certification et corporation (SRCC : Solar Rating and certification Corporation) fournit les résultats des tests normalisés sur des capteurs solaires thermique ; et les courbes du rendement du capteur, en se basant sur la surface, sont présentées sous la forme de l'équation suivante :

$$\eta_{collecteur} = a_0 + a_1 \left( \frac{T_{in} - T_a}{I_T} \right) + a_2 \left[ \frac{(T_{in} - T_a)^2}{I_T} \right] \quad (4.45)$$

avec,

"a" : coefficients fournis par le constructeur, et

"k" : modificateur de l'angle d'incidence, donné par une équation empirique.

Pratiquement, on calcule le rendement thermique instantané du capteur selon la formule précédente et on trace le graphe du rendement en fonction de T\*, tel que :

$$T^* = \frac{T_{in} - T_{amb}}{I_T} \quad (4.46)$$

Ce modèle est basé sur les travaux de [Duffie & Beckman] où l'expression générale (à partir de la température d'entrée du fluide, et pour une approche du premier ordre) du rendement s'écrit comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A_c \cdot I_T} = F_R (\tau \alpha)_e - F_R U_L \frac{T_{in} - T_{amb}}{I_T} \quad (4.47)$$

et qui définit l'efficacité comme une fonction linéaire de l'irradiation  $I_T$ , et la différence de température entre la température d'entrée du fluide  $T_{in}$ , et la température ambiante  $T_{amb}$ . ; Duffie et Beckman, 2013, [56] :

- $F_R$  : facteur d'efficacité du capteur (ou, heat removal factor, en anglais)  
 $(\tau \alpha)_e$  : produit effectif (coefficient de transmission et d'absorption), de l'absorbeur.  
 $U_L$  : coefficient des pertes thermiques au niveau de l'absorbeur.  
 $F(\tau \alpha)$  : facteur d'interception du rayonnement solaire.

Le facteur  $F_R$  est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile récupérée par le capteur (le gain de chaleur utile du collecteur) et la chaleur maximale utile qu'il pourrait récupérer si l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide.

$$F_R = \frac{m \cdot C_p \cdot (T_{f,out} - T_{f,in})}{A_c \cdot [I_T (\tau \alpha) - k(T_{in} - T_{out})]} \quad (4.48)$$

Il est également possible d'exprimer l'efficacité de la manière suivante, avec une approche quadratique qui est une extension du modèle de l'équation linéaire précédente du rendement, (pour ces capteurs l'équation est non-linéaire) où l'on considère que l'efficacité est en fonction de la différence de température d'entrée et ambiante et aussi de l'irradiation solaire :

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A_c \cdot I_T} = F_R (\tau \alpha)_e - F_R U_L \frac{T_{in} - T_{amb}}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_{in} - T_{amb})^2}{I_T} \quad (4.49)$$

La constante  $U_{L/T}$  représente le coefficient de perte thermique en fonction de la température d'entrée. Pour le modèle de simulation TYPE 71, TRNSYS, on aura :

$$\eta = a_0 - a_1 \left( \frac{T_{in} - T_{amb}}{I_T} \right) - a_2 \left[ \frac{(T_{in} - T_{amb})^2}{I_T} \right] \quad (4.50)$$

Les paramètres pour  $a_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  sont fournis par la compagnie "Solar Rating and Certification Company (SRCC)". Les paramètres des capteurs utilisés sont présentés dans le Tableau 3.1, du chapitre précédent.

En outre, le modèle de simulation des capteurs TYPE 71 a la possibilité de porter des corrections sur le débit et l'angle incident du rayonnement solaire. La correction du débit permet d'ajuster la valeur du facteur  $F_R U_L$ , [Duffie et Beckman P. 307, 1991].

L'angle d'incidence est corrigé par un agent de modification bi-axial (IAM). Dans le modèle TYPE 71 le facteur d'angle (IAM) est évalué par l'équation suivante :

$$IAM = \frac{(\tau \alpha)_e}{(\tau \alpha)_n} = IAM(\theta_l, 0) * IAM(0, \theta_t) \quad (4.51)$$

$(\tau \alpha)_e$  : produit effectif (transmission \_ absorption),

$(\tau \alpha)_n$  : produit (transmission \_ absorption) à incidence normale,

$(\theta_l)$  : angle d'incidence longitudinal,

$(\theta_t)$  : angle d'incidence transversal.

Un fichier complémentaire est fourni au composant et présente l'angle d'incidence comme agent de modification en fonction de l'angle longitudinale et transversale ; et la composante linéaire assure l'interpolation entre les valeurs données.

L'énergie utile permet ensuite de calculer la température de fluide  $T_s$ , à la sortie du capteur :

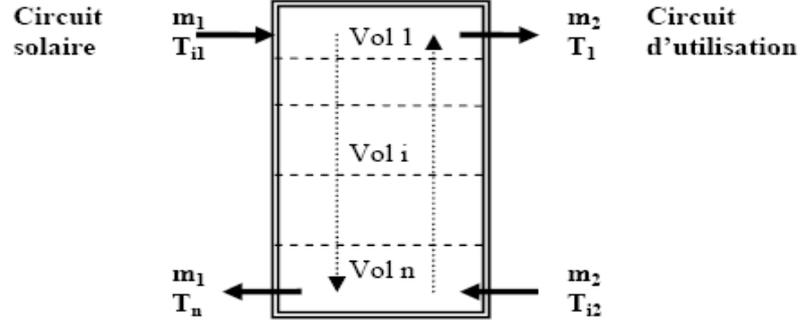
$$T_s = T_e + \frac{Q_u}{m \cdot C_p}$$

$T_e$ , étant la température d'entrée du fluide dans le capteur et  $m$ , le débit massique circulant dans le capteur.

#### 4.3.6. Modèle des réservoirs de stockage\_ (TYPE 60)

Les deux réservoirs de stockage thermique, connectés en parallèle, ont été modélisés à l'aide d'un seul modèle TYPE 60. Le modèle du ballon présenté ci-dessous applique la stratification du ballon d'où, il prend en compte la stratification de la masse d'eau selon la verticale du ballon. Le modèle utilisé est tiré de la bibliothèque de l'environnement TRNSYS 16. L'approche de la stratification consiste à diviser le réservoir en  $N$  segments égaux de volume superposés ; avec le segment 1, en haut du réservoir et le segment  $N$  au fond du réservoir. Dans notre cas, il s'agit de 3 nœuds. Ensuite, un bilan est réalisé pour chaque nœud. A chaque bilan correspond une équation différentielle. Le système de  $n$  équations est résolu afin d'obtenir les températures de chaque nœud, en se basant sur la méthode des éléments finis.

Les paramètres utilisés ; le volume du réservoir, la hauteur du réservoir; les propriétés des fluides ; le coefficient de transfert de chaleur global ( $U$ ), du réservoir ; la température de consigne pour le chauffage auxiliaire ; la hauteur des piquages (entrées – sorties), max 4, (entrée – sortie de la boucle primaire (vers collecteur solaire) ; et entrée – sortie de la boucle secondaire vers régénérateur). En outre, le chauffage auxiliaire (d'appoint) peut être rajouté aux nœuds spécifiés.



**Figure 4.7: représentation schématique du ballon de stockage**

Le bilan énergétique est donné par les équations suivantes modifiées par Crofoot et Bendjamine [24,58] :

$$\begin{aligned}
 m_i C_p \frac{dT_{\tan k, i}}{dt} = & \frac{(k + \Delta k) A_x}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{\tan k, i+1} - T_{\tan k, i}) + \frac{(k + \Delta k) A_x}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{\tan k, i} - T_{\tan k, i-1}) \\
 & - UA(T_{\tan k, i} - T_{env}) + \dot{m}_{down} C_p (T_{\tan k, i-1}) \\
 & - \dot{m}_{up} C_p (T_{\tan k, i}) - \dot{m}_{down} C_p (T_{\tan k, i}) \\
 & + \dot{m}_{up} C_p (T_{\tan k, i+1}) + \dot{m}_{in,1} C_p (T_{in,1}) \\
 & - \dot{m}_{out,1} C_p (T_{\tan k, i}) + \dot{m}_{in,2} C_p (T_{in,2}) \\
 & - \dot{m}_{out,2} C_p (T_{\tan k, i}) + Q_{aux}
 \end{aligned} \tag{4.52}$$

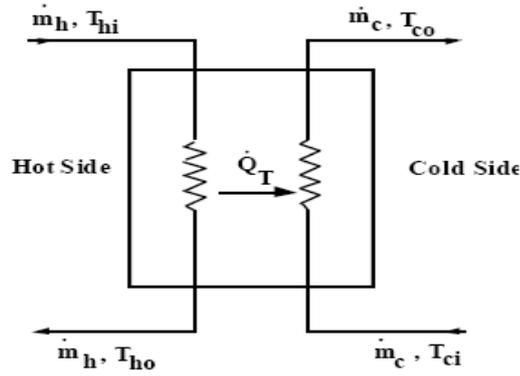
Le modèle TYPE 60 résout les équations différentielles d'équilibre énergétique pour les N nœuds simultanément pour déterminer la répartition de la température dans le réservoir à chaque pas de temps.

#### 4.3.7. Modèle de l'échangeur de chaleur\_ (TYPE 91)

De manière à augmenter les performances du système, un échangeur récupérateur de chaleur est installé entre la solution diluée sortant du déshumidificateur et la solution concentrée sortant du régénérateur.

L'échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le régénérateur et de sous-refroidir la solution concentrée avant son retour vers le déshumidificateur. Il réduit ainsi, les quantités de chaleur à fournir au régénérateur et à évacuer à l'absorbeur.

Un transfert de chaleur s'effectue entre le dessiccant sortant du régénérateur vers le dessiccant entrant selon le schéma suivant :



**Figure 4.8 : Paramètres d'entrée – sortie de l'échangeur [TRNSYS, Mathematical\_04]**

La modélisation de l'échangeur de chaleur a été faite en utilisant le modèle (TYPE91). L'efficacité de l'échangeur de chaleur est donnée par l'équation suivante, est supposée constante pour la simulation.

$$\varepsilon = \frac{Q_T}{Q_{\max}} = \frac{Q_T}{\min(\dot{m}Cp_c, \dot{m}Cp_h)(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (4.53)$$

$Q_T$  : la chaleur totale transférée entre les fluides.

Les débits massiques sont égaux, et la chaleur spécifique de la solution dessiccante dans chaque côté de l'échangeur sont supposées constantes sur cette plage de température, ce qui donne l'équation de la forme suivante:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{HX} &= \frac{\dot{m}_{sol,in,r} \cdot Cp_{sol,in,r} (T_{sol,out,r} - T_{sol,out,HX})}{\dot{m}_{sol,out,r} \cdot Cp_{sol,out,r} (T_{sol,out,r} - T_{sol,in,HX})} \\ &= \frac{T_{sol,out,r} - T_{sol,out,HX}}{T_{sol,out,r} - T_{sol,in,HX}} \end{aligned} \quad (4.54)$$

sol : solution

HX : échangeur de chaleur

in : entrée

out sortie

#### 4.3.8. Modèle du refroidisseur à sec\_ (TYPE 511)

Lors de la stagnation d'eau chaude dans le circuit solaire, le refroidisseur à sec sera actionné automatiquement pour effectuer le refroidissement du fluide caloporteur dans le circuit et afin d'éviter aux collecteurs d'être surchauffés.

Le refroidisseur à sec est un échangeur de chaleur (liquide – air), où le ventilateur souffle de l'air ambiant sur un ensemble de tubes à ailettes.

Le TYPE 511 a été utilisé pour la modélisation du refroidisseur à sec. L'efficacité, le nombre d'unités de transfert (NTU) et le coefficient de transfert thermique global (UA) sont calculés, aux conditions de conception, par les équations suivantes :

$$\varepsilon_{design} = \frac{\dot{Q}_{design}}{\dot{Q}_{design,max}} = \frac{\dot{m}_{fluid} C_{p,fluid} (T_{fluid,in} - T_{fluid,out})}{\max(\dot{m} C_{p,fluid}, \dot{m} C_{p,air}) (T_{fluid,in} - T_{air,in})} \quad (4.55)$$

avec les températures aux conditions de conception.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{NTU^{0.22}}{C_R} \left[ \exp(-C_R \cdot NTU^{0.78}) - 1 \right] \right] \quad (4.56)$$

$$NTU = \frac{UA}{\min(\dot{m} C_{p,fluid}, \dot{m} C_{p,air})} \quad (4.57)$$

$$C_R = \frac{\min(\dot{m} C_{p,fluid}, \dot{m} C_{p,air})}{\max(\dot{m} C_{p,fluid}, \dot{m} C_{p,air})} \quad (4.58)$$

En supposant que le fluide caloporteur est en régime d'écoulement turbulent, l'équation de Dittus-Bolter peut être utilisée pour estimer le nombre de Nusselt, (Incorpera and Dewitt, 2007), [57] :

$$\begin{aligned} Nu_{fluid} &= 0.023 (Re_{fluid})^{0.8} \cdot (Pr_{fluid})^{0.4} = 0.023 \left( \frac{4 \dot{m}_{fluid}}{\pi d \mu_{fluid}} \right)^{0.8} \cdot (Pr)^{0.4} \\ &= \frac{(\bar{h}_{fluid}) d}{k_{fluid}} \end{aligned} \quad (4.59)$$

Si l'on suppose que  $(\bar{h}_{fluid})$  varie avec  $(\dot{m}_{fluid})$  beaucoup plus qu'avec la variation des propriétés du fluide, le rapport des coefficients de convection pour le fluide peut être défini comme suit :

$$\frac{\bar{h}_{fluid}}{\bar{h}_{fluid,design}} = \left( \frac{\dot{m}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid,design}} \right)^{0.8} \quad (4.60)$$

De même, la corrélation de McAdams, (pour surface inférieure chauffée) définie par l'équation suivante, peut être utilisée pour calculer le nombre de Nusselt pour le flux d'air.

$$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/3} \quad [10^5 < Ra_L < 10^{10}] \quad (4.61)$$

$$Nu_{air} = C \cdot (Re_{air})^{0.6} \cdot (Pr_{air})^{1/3} = \frac{(\overline{h}_{air}) d}{k_{air}} \quad (4.62)$$

C= 0.27

h, coefficient de convection dont la valeur peut être obtenue à partir de corrélation donnant la valeur du nombre de Nusselt.

La corrélation typique est de la forme :  $\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h} L}{\lambda} = C Ra_L^n$  (4.63)

laminaire : n = 1 /4

turbulent : n = 1/3

λ, la conductivité thermique et

C : constante

En appliquant les mêmes hypothèses, le rapport des coefficients de convection pour l'air peut être défini comme suit :

$$\frac{\overline{h}_{air}}{\overline{h}_{air,design}} = \left( \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,design}} \right)^{0.6} \quad (4.64)$$

Le coefficient global de transfert de chaleur U, pour une paroi mince et à haute conductivité, peut être exprimé par :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\overline{h}_{air}} + \frac{1}{\overline{h}_{fluid}}} \quad (4.65)$$

Par conséquent, le rapport du coefficient global de transfert de chaleur, mettant en relation les coefficients de convection de l'air et du fluide caloporteur aux conditions de conception avec, les coefficients de convection aux conditions réelles de fonctionnement, peut être défini par l'équation suivante :

$$\frac{UA_{design}}{UA} = \frac{\frac{1}{\overline{h}_{fluid,design} \left( \frac{\dot{m}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid,design}} \right)^{0.8}} + \frac{1}{\overline{h}_{air,design} \left( \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,design}} \right)^{0.6}}}{\frac{1}{\overline{h}_{air,design}} + \frac{1}{\overline{h}_{fluid,design}}} \quad (4.66)$$

Une fois que le facteur UA est déterminé, NTU peut aussi être déterminé par conséquent la valeur de l'efficacité peut être évaluée.

### 4.3.9. Modèle de tuyauterie du réseau\_ (TYPE 709)

Les collecteurs et les composants du LDAC sont reliés par un ensemble de tuyauterie qui sera représenté dans l'environnement TRNSYS par le modèle TYPE 709 ; qui calcule le débit du fluide caloporteur parcourant cette tuyauterie ainsi que les pertes de chaleur.

Le modèle TYPE 709 est un modèle qui décompose la tuyauterie en  $j$  segments de masse variable et qui représente la masse du fluide pénétrant dans la tuyauterie à chaque pas de temps.

En appliquant la conservation de la masse, la température de sortie du fluide sera calculée par l'équation suivante :

$$T_0 = \frac{1}{m \Delta T} \left( \sum_{j=1}^{k-1} M_j T_j + a M_k T_k \right) \quad (4.67)$$

Où  $a$  est la fraction du dernier segment,  $k$ ,

Egalement, le modèle TYPE 709 calcule la perte d'énergie de chaque segment de fluide à chaque intervalle de temps par l'équation :

$$M_j C_p \frac{dT_j}{dt} = -(U A)_j (T_j - T_{amb}) \quad (4.68)$$

Où  $(UA)_j$  est calculée en se basant sur les caractéristiques physiques de la tuyauterie.

Les paramètres nécessaires pour le modèle TYPE 709 sont ; les propriétés du fluide, les dimensions de la tuyauterie, les propriétés de l'isolant et le coefficient de convection extérieur.

### 4.3.10. Modèle du Contrôleur\_ (TYPE 2b)

Un contrôleur de température, différentiel (TYPE 2b) est utilisé pour la simulation du fonctionnement du régulateur solaire. Le (TYUPE 2b) compare la température du capteur ( $T_H$ ) et la température du réservoir ( $T_L$ ).

- Si la pompe est auparavant à l'arrêt, les équations sont utilisées pour permettre de déterminer le signal de commande ( $\gamma$ ).
- Si la pompe est auparavant en marche (ou actionnée), d'autres équations sont utilisées.

$$i f \Delta T_H > (T_H - T_L) \rightarrow \gamma = 0 \quad (4.69)$$

$$i f \Delta T_H \leq (T_H - T_L) \rightarrow \gamma = 1 \quad (4.70)$$

Le régulateur solaire à la faculté de réduire la chaleur dans le réseau solaire afin d'éviter que les collecteurs soient surchauffés ; quand la température dépasse celle de consigne, le régulateur actionne le refroidisseur à sec.

Un autre composant (TYPE 2b) a été utilisé pour modéliser la fonction où la température d'entrée au réservoir a été fixée à 95°C.

Le (TYPE 2b) a également été utilisé pour la modélisation de la commande du système de régénération, où la température inférieure a été fixée à 30°C. Les bornes de limite inférieure et supérieure sont fixées à -2 et 2 respectivement.

Lorsque le signal de commande est à l'état 0, l'eau de chauffage (circuit auxiliaire) et le soufflage d'air du refroidisseur à sec sont aussi à la position de commande 0.

#### **4.3.11. Modèle de Pompe\_ (TYPE 3d)**

Le (TYPE 3d) a été utilisé dans l'environnement TRNSYS pour modéliser les pompes placées dans le circuit d'eau chaude des capteurs solaire et aussi dans le circuit de traitement d'air. Ce type permet à l'utilisateur d'avoir comme donnée d'entrée, le débit d'écoulement et la puissance électrique fournie par le fabricant.

#### **4.3.12. Modèle du système de chauffage auxiliaire\_ (TYPE 6)**

Le (TYPE 6) a été utilisé pour modéliser la chaudière à gaz. Le modèle de chauffage auxiliaire maintient le fluide au point de consigne spécifié et donne comme paramètre de sortie, la température de l'eau à la sortie de la chaudière ainsi que le débit.

#### **4.3.13. Fichier de la Météo\_ (TYPE 9a)**

Le modèle (TYPE 9a) a été utilisé pour lire directement, sur le fichier météo existant dans la bibliothèque de l'environnement TRNSYS 16, les conditions météorologiques réelles des jours d'essais. Un fichier texte a été généré à partir des données enregistrées et il comprend : la température ambiante, l'humidité, le rayonnement diffus, le rayonnement total incident, et l'angle d'incidence solaire, à chaque minute.

Pour les simulations annuelles, le (TYPE 109) a été utilisé pour lire le fichier typique météorologique de l'année (TMY). Ce (TYPE 109) comprend des modèles pour déterminer le rayonnement total et diffus sur une surface inclinée.

Un certain nombre de modèles de rayonnement solaire sont disponibles dans la bibliothèque de TRNSYS, et le modèle PEREZ a été utilisé dans notre travail car il est le plus approprié aux équations utilisées de [Duffie et Beckman, 2013].

## 4.4. Performances du system (LDAC)

Les indices suivants ont été choisis comme indicateurs de performance pour le système. Les indices ont été utilisés pour comparer la performance évaluée par des données expérimentales avec celle évaluée par simulation.

### 4.4.1. Coefficient de Performance du système

La performance du système est évaluée en calculant les coefficients de performance thermique,  $COP_{(th)}$  et le coefficient de performance électrique,  $COP_{(elec)}$ .

$$COP_{froid} = COP_{th} = \frac{\text{froid produit à la source froide}}{\text{énergie apportée au système}} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance absorbée}} \quad (4.71)$$

et

$$COP_{elec} = \frac{P_{froid\ total}}{P_E} \quad (4.72)$$

- le  $COP_{(th)}$  : coefficient de performance thermique: représente le rapport entre la puissance de refroidissement totale et la puissance absorbée (ou énergie apportée au système),
- le  $COP_{(elec)}$ : coefficient de performance électrique : représente le rapport de la puissance totale de refroidissement à la puissance électrique.

#### a)- $COP_{(th)}$

Le coefficient de performance thermique instantané pour le système de rafraîchissement solaire par dessicant liquide est donné par l'équation suivante :

$$COP_{th} = \frac{\dot{m}_{a,c} (h_{in,c} - h_{out,c})}{Q_{rég}} \quad (4.73)$$

$$COP_{th} = \frac{\text{Charge totale frigorifique}}{\text{chaleur utilisée par le système (ou fournie au système)}}$$

où:

$\dot{m}_{a,c}$  : débit massique d'air [kg/s],

$h_{in}$  : enthalpie spécifique de l'air extérieur, à l'entrée du conditionneur [J/kg],

$h_{out}$  : enthalpie spécifique de l'air, à la sortie du conditionneur [J/kg],

$Q_{rég}$  : chaleur de régénération utilisée par le système [w].

La puissance de refroidissement du conditionneur peut être décrite par la variation de la température sèche du flux d'air (refroidissement sensible) et la variation d'humidité du flux d'air (refroidissement latent).

$$\dot{Q}_{latent} = \dot{m}_{v,a-s,c} h_{v,fg,c} \quad (4.74)$$

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}_{a,c} C_{p,a,c} (T_{a,in,c} - T_{a,out,c}) \quad (4.75)$$

$v$  : vapeur d'eau,  
 $a$  : air,  
 $c$  : conditionneur,

La quantité d'énergie extraite du flux d'air par le conditionneur, la charge de refroidissement totale, est la variation d'enthalpie du flux d'air :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{refroidissement} &= \dot{m}_{a,c} (h_{in,c} - h_{out,c}) \\ &= \dot{Q}_{latente} + \dot{Q}_{sensible} \end{aligned} \quad (4.76)$$

Le rapport entre la charge de refroidissement sensible et la charge de refroidissement totale est appelé : rapport de chaleur sensible (SHR : sensible heat ratio) :

$$SHR = \frac{\dot{Q}_{sensible}}{\dot{Q}_{total}} \quad (4.77)$$

La quantité de vapeur d'eau absorbée ou désorbée, du dessicant mis en contact avec un flux d'air, peut être évaluée en fonction de la variation de l'humidité absolue  $\omega$ , ou en fonction de la variation de la concentration  $C$ , du dessicant dans la solution aqueuse :

$$\dot{m}_{v,a-s} = \dot{m}_a (\omega_{in} - \omega_{out}) \quad (4.78)$$

et

$$\dot{m}_{v,a-s} = \dot{m}_{sol} \left( \frac{C_{in}}{C_{out}} - 1 \right) \quad (4.79)$$

où  $C$ , est la concentration du dessicant LiCl, dans la solution ;  $sol$ , et  $s$ , est dessicant et  $v$ , vapeur d'eau et  $a$ , l'air.

Pour le système de rafraîchissement solaire à dessicant liquide un  $COP_{thermique}$  d'environ 0.5 est accepté.

## b)- COP(élec)

Le coefficient de performance électrique instantané pour le système de rafraîchissement solaire par dessicant liquide est défini comme étant la quantité de charge frigorifique produite par unité d'électricité consommée, et est donné par l'équation suivante :

$$COP_{\text{élect}} = \frac{\dot{Q}_{\text{froid}}}{\dot{E}_{\text{électrique}}} \quad (4.80)$$

$$COP_{\text{élect},c} = \frac{\dot{m}_{ac} (h_{a,in,c} - h_{a,out,c})}{P_E} \quad (4.81)$$

où ( $P_E$ ) correspond au travail fourni au système : c'est la puissance électrique, ou énergie électrique consommée par les pompes, les ventilateurs et tout le système de contrôle et régulation automatique nécessaire au fonctionnement du système (LDAC).

La chaleur nécessaire à la régénération du dessicant LiCl est fournie par l'installation solaire, et donc supposée gratuite, et toujours disponible.

## c)- Coefficient de performance relative au (régénérateur \_ conditionneur)

- le coefficient de performance du régénérateur est défini comme étant le rapport de la quantité d'eau désorbée (retirée) de la solution exprimée en termes d'enthalpie à la quantité d'eau absorbée dans le régénérateur.  
L'enthalpie de l'eau désorbée est la quantité théorique minimale d'énergie nécessaire, et est égale à la somme de l'enthalpie de vaporisation et de dilution à la température de la solution.
- de même le coefficient de performance du conditionneur est le rapport de la charge frigorifique à la quantité de chaleur nécessaire.

$$COP_{th,r} = \frac{\dot{m}_{v,s-a,r} \cdot h_{v,f g,r}}{\dot{m}_{hw,r} \cdot Cp_{hw} (T_{hw,in,r} - T_{hw,out,r})} \quad (4.82)$$

et

$$COP_{th,c} = \frac{\dot{Q}_{\text{frigorifique}}}{\dot{m}_{hw,r} \cdot Cp_r (T_{hw,in,r} - T_{hw,out,r})} \quad (4.83)$$

$$COP_{th,c} = \frac{\dot{m}_{a,c} (h_{a,in,c} - h_{a,out,c})}{\dot{m}_{hw,r} \cdot Cp_r (T_{hw,in,r} - T_{hw,out,r})}$$

Les performances présentées ci-dessus représentent des valeurs instantanées. Les deux COP, thermique et électrique, peuvent être évalués instantanément ou en valeur moyenne sur une longue période de temps.

#### 4.4.2. Coefficient du système solaire

Les capteurs solaires sont le plus souvent caractérisés par leur efficacité de captage, qui représente le rapport entre l'énergie totale collectée et le rayonnement incident.

Le rendement peut être calculé instantanément, où l'énergie collectée et le rayonnement incident peuvent être intégrés sur une période de temps.

Le rendement global de l'installation solaire dans ce procédé est le rapport de l'énergie produite par l'installation solaire pour la régénération du dessicant sur l'énergie solaire totale incidente sur les capteurs quand ils sont opérationnels.

La fraction solaire du système est un autre paramètre et est calculée sur une période de temps, est donnée par l'équation suivante :

$$SF = \frac{Q_{solaire} - Q_{pertes}}{Q_{utilisée}} \quad (4.84)$$

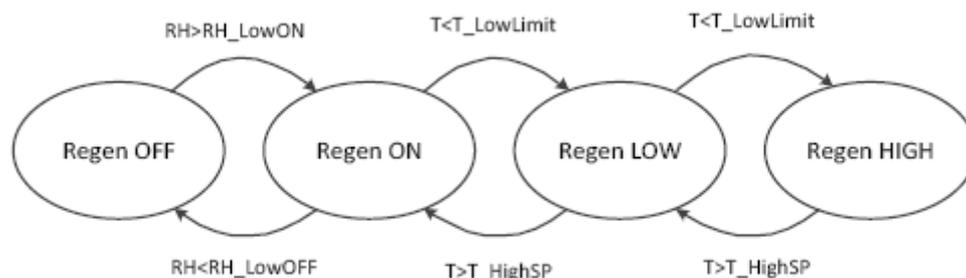
$Q_{solaire}$  : c'est l'énergie totale collectée par les capteurs solaire,

$Q_{utilisée}$  : c'est l'énergie totale nécessaire pour le fonctionnement du système.

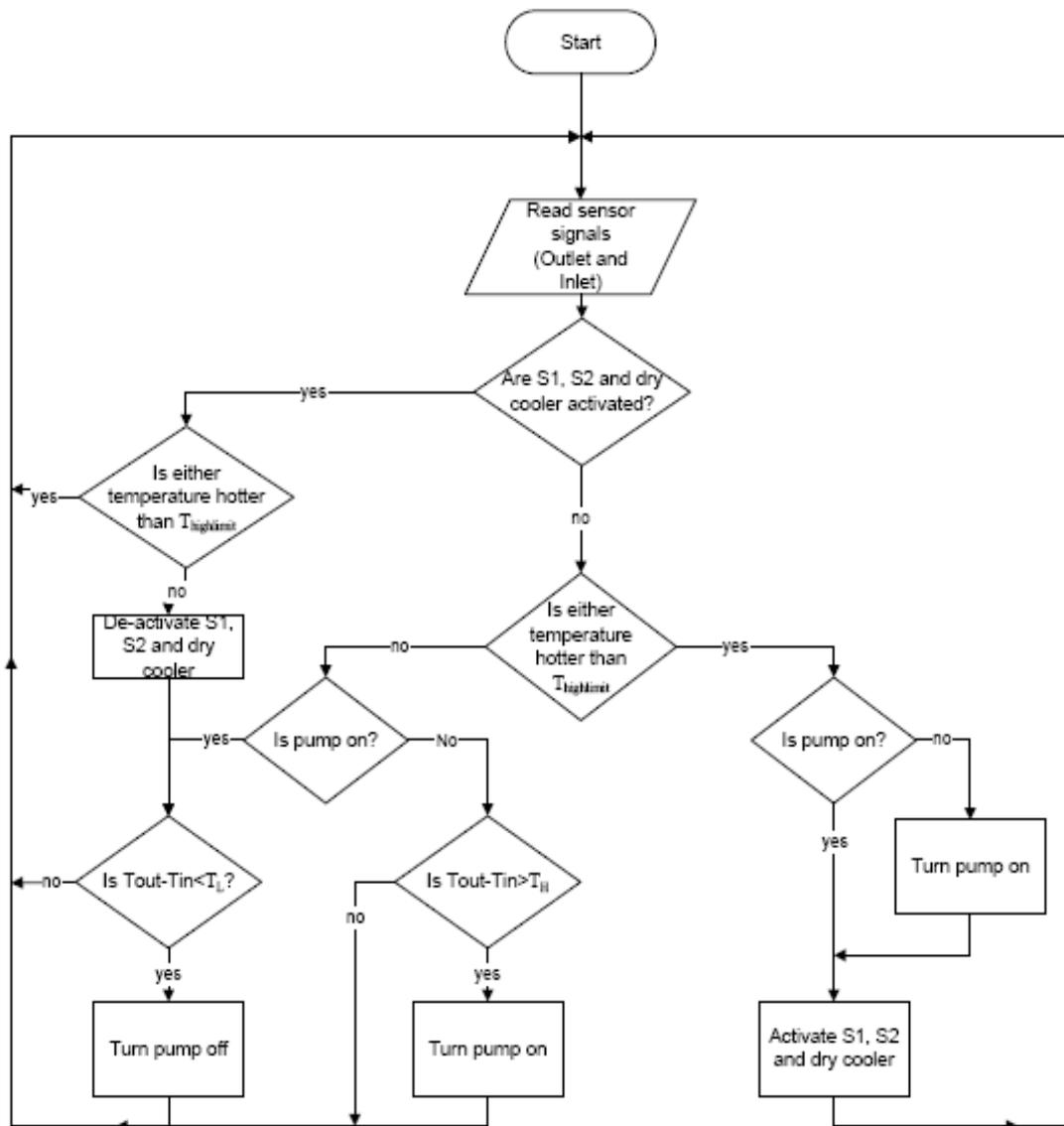
#### 4.5. Représentation schématique du système de contrôle

Le contrôle de la température d'eau chaude pour le régénérateur, ainsi que celle du système de chauffage auxiliaire est représenté par le schéma suivant en Fig. 4.9 ; il s'agit d'une représentation utilisé dans TRNSYS.

Egalement, le contrôle de la température au niveau des cinq blocs de capteurs solaires sous vide a été effectué par un système de régulation automatique. La Fig. 4.10 montre un organigramme en Fortran concernant le modèle utilisé dans TRNSYS sur les capteurs solaires sous vide du système étudié.



**Fig. 4.9 : Schéma de contrôle de température: régénérateur\_chaudière (TRNSYS 16)**



**Fig. 4.10: Organigramme pour contrôle des cinq blocs de capteurs solaires (TRNSYS 16)**

Paramètres	valeur
RH_Low On (%)	29
RH_Low Off (%)	31
T_LowLimit (°C)	77.5
T_HighSP (°C)	82.5

**Tableau 4.3: T et HR-régénérateur**

Températures (°C)	valeur
T_highlimit	95
ΔT <sub>H</sub>	7
ΔT <sub>C</sub>	1

**Tableau 4.4: température limite pour capteurs**

Le tableau 3.3 représente les valeurs limites de contrôle de la température et l'humidité pour le régénérateur et également, le tableau 3.4 englobe les valeurs limites de contrôle de la température au niveau des capteurs solaires.

## 4.6. Conclusion

La simulation permet d'étudier virtuellement des systèmes physiques et de tester rapidement la validité des solutions obtenues.

Le modèle du COP a été validé à l'aide de données expérimentales, et montre une précision satisfaisante. Il répond tout à fait aux objectifs fixés pour son utilisation dans la modélisation globale.

Les modèles des équipements de l'installation sont de type "empirique", ils sont basés sur l'expression des valeurs d'entrée et de sortie liées par une efficacité.

Tous ces modèles sont regroupés dans l'environnement de simulation dynamique TRNSYS, afin d'être couplés à un modèle de bâtiment inclus dans TRNSYS.

Cette modélisation globale nous permet de réaliser des études visant à caractériser le fonctionnement de la centrale à dessicant, couplée au bâtiment, et de mettre en évidence des améliorations relatives à la conception du déshumidificateur et du régénérateur ainsi qu'au système de régulation automatique.

# **Chapitre 5**

## **Analyse et validation des Résultats**

### **5.1. Introduction**

Ce chapitre traite l'analyse des résultats expérimentaux et les résultats obtenus par simulation, sur une installation de conditionnement d'air par dessicant liquide et à régénération par énergie solaire, située au laboratoire solaire de l'université de Kingston, au Canada.

Il s'agit, dans ce travail, d'évaluer le rendements des capteurs solaires sous vide à caloduc, et capteurs plans, l'efficacité du régénérateur et celle du conditionneur ainsi que le COP(th) et COP(élec) du système étudié (LDAC).

Une simulation par l'environnement TRNSYS 16, a été effectuée, afin de valider les résultats expérimentaux. Egalement, une comparaison des deux types de capteurs solaires, capteurs sous vide à caloduc et capteurs plans, a été effectuée par simulation.

Les mesures expérimentales ont été effectuées, sur quatre jours, durant les mois de juillet et août 2014 (24 et 25 Juillet) ; et (1<sup>er</sup> et 11 août) où l'installation était fonctionnelle de 08h à 18h. Les résultats peuvent être utilisés comme recommandations afin d'améliorer les performances du système (LDAC).

Les résultats sont résumés sur des tableaux, séparément, et contenant tous les paramètres climatiques et facteurs calculés, l'efficacité du régénérateur, du conditionneur, le COP(th) et le COP(élect).

Egalement, les résultats de comparaison des rendements des différents types de capteurs solaires thermiques sont représentés graphiquement.

La régénération du dessicant liquide est réalisée par énergie solaire obtenue par l'utilisation de de capteurs solaires sous vide occupant une surface totale de 95 m<sup>2</sup>.

Le circuit de ces capteurs solaires sous vide est relié à une source de chaleur auxiliaire, afin de corriger la valeur de consigne de la température de régénération du dessicant. Egalement, un système de stockage est prévu par l'utilisation de deux réservoirs calorifugés.

## 5.2. Résultats expérimentaux

Les résultats ont été analysés et représentés par des graphes, et une validation des résultats expérimentaux, a été effectuée par simulation en utilisant le programme TRNSYS 16.

La présentation des résultats se base sur les mesures (ou data) relevées, en conditions réelles, pour chacune des périodes de fonctionnement du système LDAC, où l'installation était fonctionnelle au cours de la journée pour une période de (08 h à 18 h) ; pour les quatre jours d'été (le 24 et 25 juillet), et (le 1<sup>er</sup> et 11 août) 2014.

Plusieurs paramètres de l'air ont été relevés ainsi que des paramètres relatifs au système solaire ; au système de traitement d'air ; au dessicant utilisé (LiCl) ; et au fluide pour la tour de refroidissement et le refroidisseur à sec.

Ces mesures nous ont permis d'évaluer le COP du système et le rendement des capteurs solaires ainsi que l'efficacité du régénérateur, du déshumidificateur et d'autres équipements.

Désignation	Kingstion, Canada
Latitude	44°13'47 N
Longitude	-76°28'51 O
Altitude	93 m
Inclinaison capteur	45°, plein sud

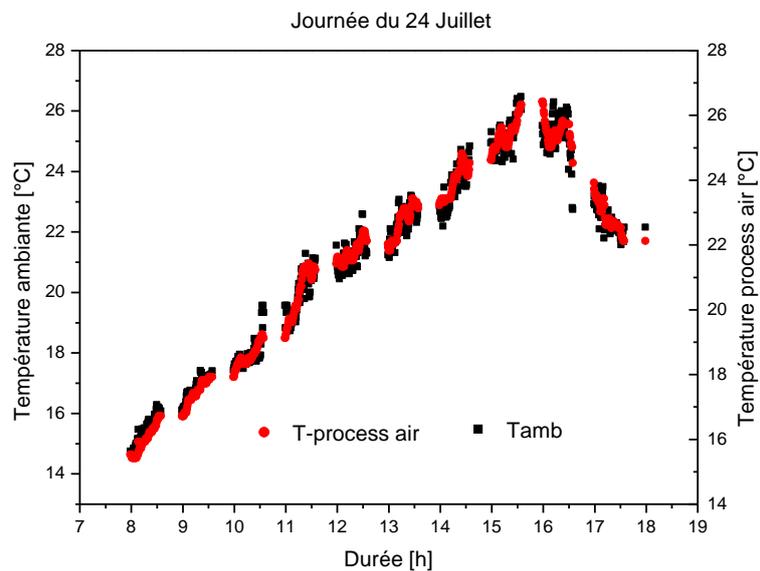
**Tableau 5.1 : Coordonnées géographiques pour l'installation expérimentale**

Instruments	Précision	Instruments	Précision
<b><u>Eau froide pour LDAC</u></b> Sonde de température à l'entrée et sortie de l'absorbeur Débit mètre	$\pm 1^\circ\text{C}$ $\pm 0,5 \text{ Lpm}$	<b><u>Eau chaude pour LDAC</u></b> Sonde de température à l'entrée et sortie du régénérateur Débit mètre	$\pm 1^\circ\text{C}$ $\pm 0,5 \text{ Lpm}$
<b><u>Dessicant liquide</u></b> Sonde de température à l'entrée et sortie de l'absorbeur Débit mètre	$\pm 1^\circ\text{C}$ $\pm 1,5\%$	<b><u>Système solaire</u></b> Sonde de température à l'entrée et sortie du collecteur solaire Sonde de température à l'entrée et sortie du réservoir de stockage	$\pm 1^\circ\text{C}$ $\pm 1^\circ\text{C}$
Densimètre	$\pm 0,0001 \text{ g/cm}^3$	Pyranomètre	$\pm 5\%$
<b>Processus de l'air</b>			
Sonde de température de l'air extérieur et intérieur	$\pm 1^\circ\text{C}$		
Sonde d'humidité relative de l'air extérieur et intérieur	$\pm 2\%$		
Mesure de la consommation électrique	$\pm 5\%$		

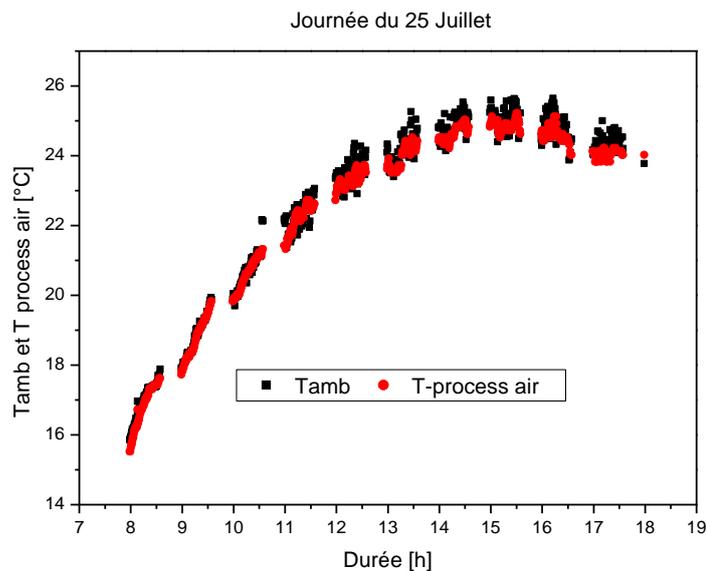
**Tableau 5.2 : Instruments utilisés dans le système LDAC**

### 5.2.1. Température ambiante

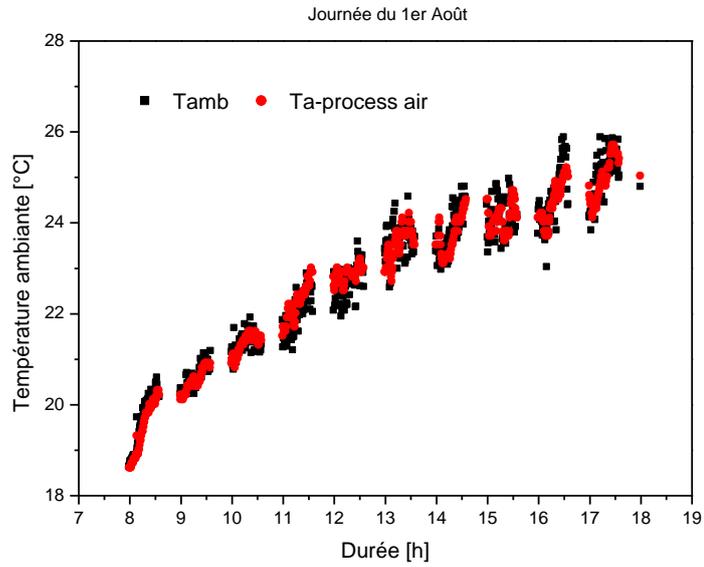
La représentation graphique de la température ambiante, mesurée durant les quatre jours où l'installation LDAC était fonctionnelle, est montrée sur les de Fig. 5.1 à Fig. 5.4 suivantes :



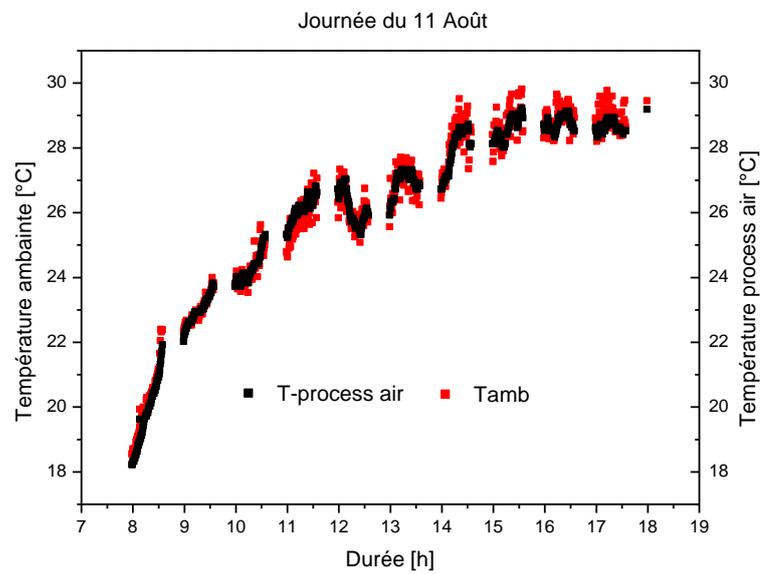
**Figure 5.1 : Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 24 Juillet**



**Figure 5.2 : Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 25 Juillet**



**Figure 5.3 : Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 1<sup>er</sup> Août**



**Figure 5.4 : Température ambiante et du processus de l'air pour la journée du 11 Août**

Les figures (5.1 à 5.4) représentent l'évolution de la température ambiante durant la journée du 24 et 25 juillet et aussi du 1<sup>er</sup> et 11 août, de 8h à 18h. Ces courbes montrent l'augmentation de la température au cours des journées de fonctionnement :

- de (12h – 15h), pour la journée du 24 juillet où la température a augmenté de (22 à 25°C),
- de (11h – 15h), pour la journée du 25 juillet où la température a augmenté de (22,7 à 25,57°C),
- de (11h 30 – 16h), pour la journée du 1<sup>er</sup> août où la température a augmenté de (22,56 à 25°C),
- de (11h – 16h), pour la journée du 11 août où la température a augmenté de (27 à 29°C) ; mais avec des perturbations à cause de l'apparition des nuages ce jour là.

La température ambiante a été mesurée par différentes sondes afin de valider la mesure. Cette température était mesurée au niveau des capteurs solaires et au niveau du conditionneur. Il s'ensuit que les courbes représentatives de l'évolution temporelle de la température ambiante ont la même allure, elles atteignent les mêmes valeurs maximales et aussi des valeurs très proches suivant la variation en fonction des perturbations.

Egalement, il a été remarqué que les courbes sont presque superposées ; d'où on peut confirmer la précision donnée, par les sondes de température, utilisées dans notre installation.

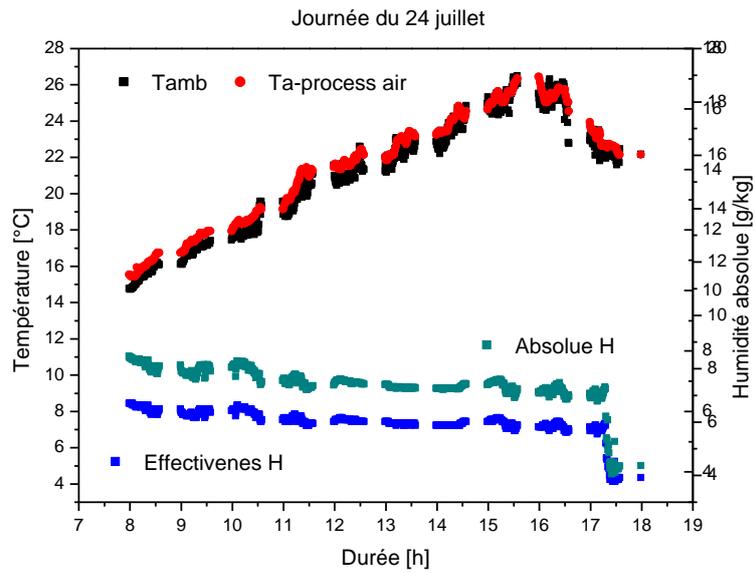
### **5.2.2. Humidité**

Concernant l'humidité absolue, des mesures ont été effectuées par des sondes à haute précision, et les mesures sont représentées sur les graphes suivants : Figs (5.5 à 5.8) pour les 4 jours de tests.

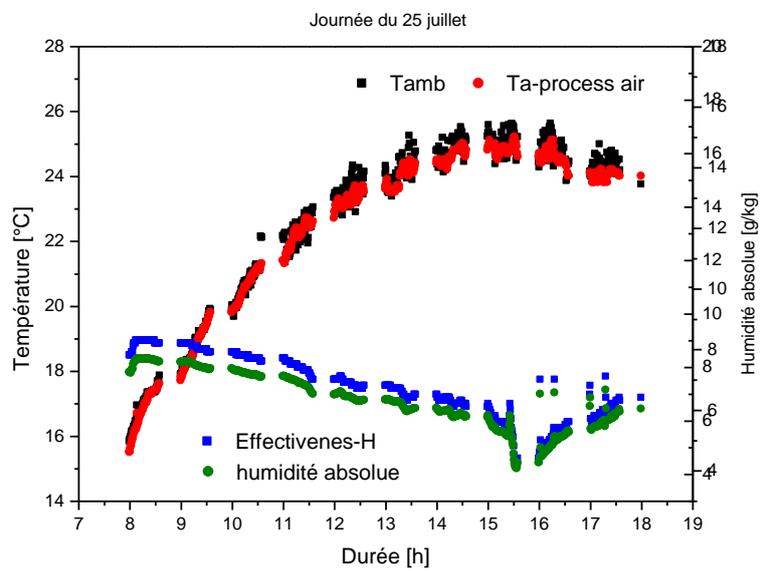
Les sondes de mesures étaient placées juste à l'entrée du conditionneur, et d'autres sondes placées à l'extérieur de la centrale de traitement d'air et du régénérateur. Il a été constaté une légère variation de l'humidité pour les journées du 24 et 25 juillet et du 1<sup>er</sup> août.

Par contre, pour 11 août, l'humidité a beaucoup varié au cours de la journée.

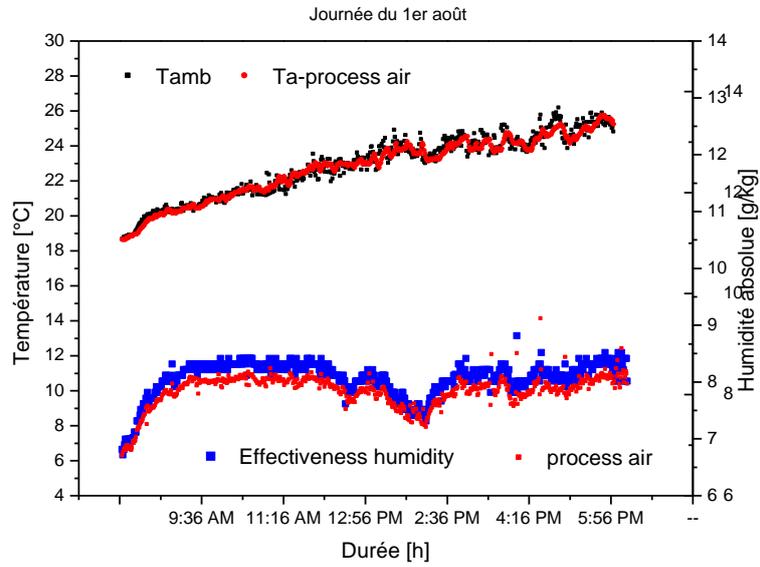
Egalement, on peut faire la même remarque concernant la bonne précision des sondes d'humidité utilisées. Les sondes placées à l'extérieur et celles placées à l'entrée du déshumidificateur ont permis d'aboutir à des courbes superposées sur le même graphe ; d'où la bonne mesure des paramètres de l'air.



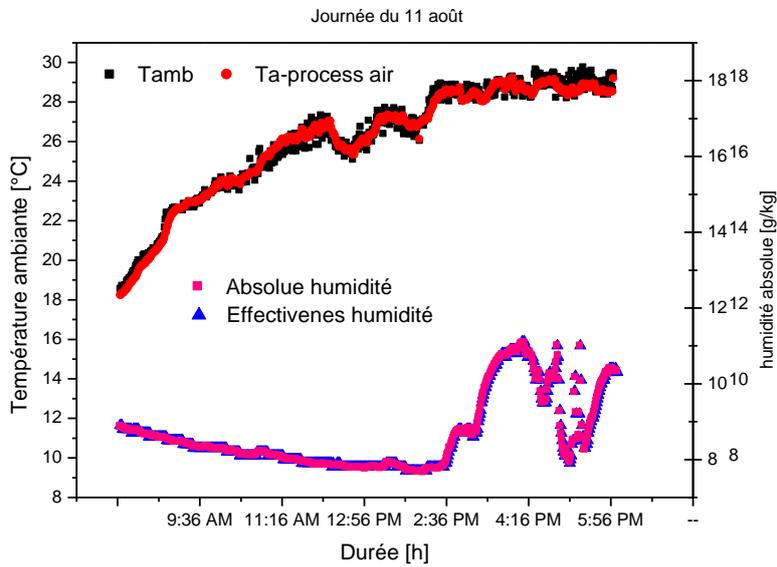
**Figure 5.5 : Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 24 juillet**



**Figure 5.6 : Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 25 juillet**



**Figure 5.7 : Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 1<sup>er</sup> août**



**Figure 5.8 : Humidité absolue du processus de l'air pour la journée du 11 août**

### 5.2.3. Comparaison des paramètres pour les 4 jours de mesures

Une comparaison des résultats expérimentaux a été établie afin de déterminer les valeurs maximales de la température et de l'humidité de l'air.

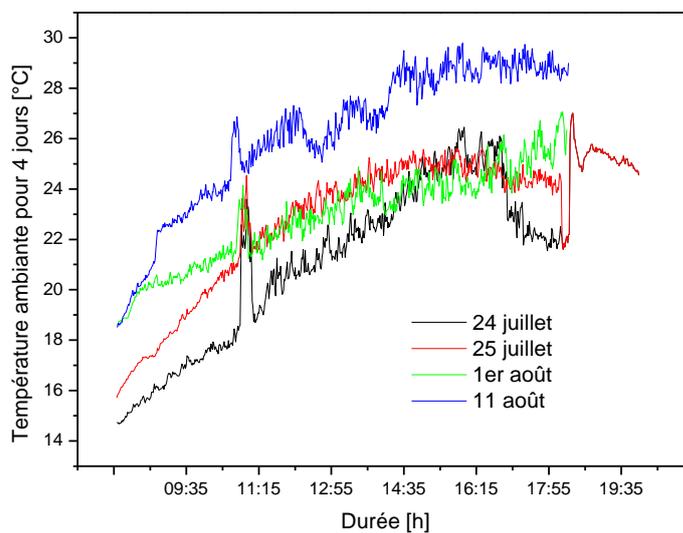


Figure 5.9 : Comparaison de la température extérieure pour 4 jours de test

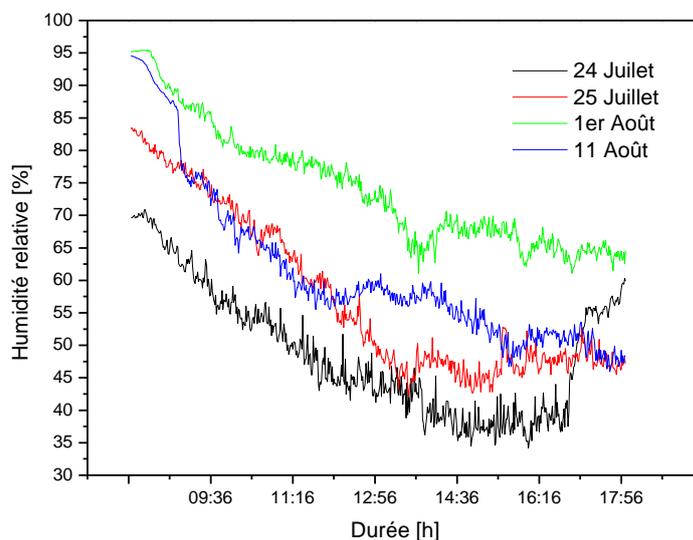


Figure 5.10 : Comparaison de l'humidité relative pour 4 jours de test

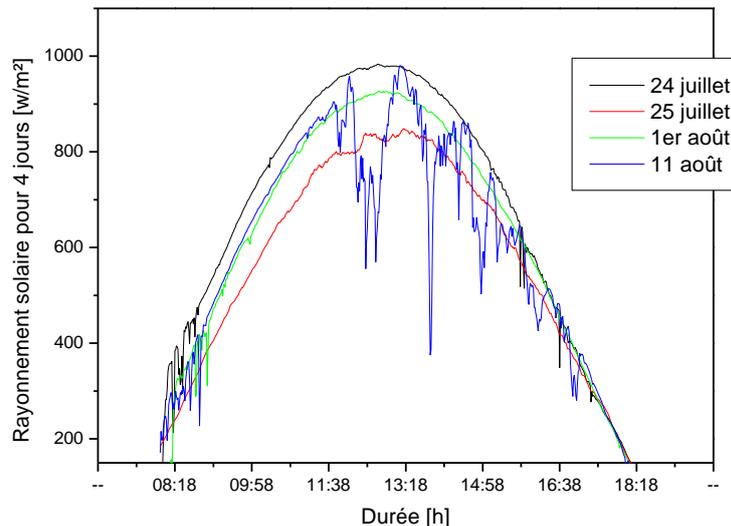
D'après la courbe représentative de la température extérieure, graphe 5.9 ; il a été constaté que la température évolue dans le sens croissant jusqu'à 17h ; où commence la diminution de la température dans un ordre décroissant, progressivement ; sauf pour la journée du 11 août, où on remarque que la température reste importante, 29°C jusqu'à 18h.

Egalement, pour l'humidité relative, le graphe Fig.5.10 de comparaison de l'humidité relative, pour les quatre jours de tests, nous a permis de constater que le 1<sup>er</sup> août était la journée la plus humide en comparaison avec les trois autres jours de juillet et août, où le taux d'humidité était encore élevé, de l'ordre de 64,6 %, vers 18h. Donc, on remarque que le 1<sup>er</sup> août, dans la ville de Kingston, le climat était chaud et humide.

#### 5.2.4. Rayonnement solaire incident pour 4 jours

La mesure du rayonnement solaire était effectuée grâce aux instruments de mesure comme le pyranomètre et le Pyrhéliomètre, placés sur chaque panneau de capteurs solaires sous vide. Le rayonnement solaire a été mesuré pour les quatre jours de tests.

Le rayonnement solaire incident qui frappe la surface des capteurs solaires sous vide, inclinés à 45° est illustré sur la Fig. 5.11. Cette dernière représente l'ensemble des mesures effectuées sur le rayonnement solaire pendant les 4 jours cités ci-dessus.



**Figure 5.11 : Intensité du rayonnement solaire globale pour quatre jours de test**

Ce graphe nous permet de distinguer l'évolution du rayonnement solaire incident, en fonction du temps, concernant les 4 jours sélectionnés. Ce graphe montre l'allure du rayonnement solaire, où on observe, clairement, que la valeur du rayonnement incident augmente au cours de la matinée puis il diminue progressivement l'après-midi.

Il a été constaté que, le rayonnement solaire le plus important était au cours de la journée du 24 juillet, où le rayonnement solaire a atteint une valeur maximale de 982,95 w/m<sup>2</sup>, à 12h41, et après cet instant, la courbe décroît jusqu'à la valeur de 119,32 w/m<sup>2</sup>, à 18h.

Egalement, pour le reste des jours, on remarque que le rayonnement incident atteint la valeur de 837,39 w/m<sup>2</sup> pour la journée du 25 juillet à 12h 39 et la valeur de 927,27 w/m<sup>2</sup> pour le 1<sup>er</sup> août à 12h 43, et pour le dernier jour, le 11 août, il atteint la valeur de 960,23 w/m<sup>2</sup> à 13h 04. En outre, ce graphe montre que pour la journée du 11 août, le flux solaire présente des fluctuations dues au passage des nuages ; la température ambiante est majoritairement au-dessus de 26°C, contrairement à la température du 1<sup>er</sup> août où elle est au-dessous de 22°C et où elle ne commence à monter que vers la fin de la journée (voir les courbes représentatives sur le graphe 5.9).

On note également, que les valeurs du rayonnement solaire en fin de journée, à 18h, pour les deux journées du 24 juillet et du 11 août, sont respectivement 186,36 w/m<sup>2</sup>, et 174,43 w/m<sup>2</sup> d'où, le rayonnement solaire de la journée du 24 juillet reste le plus important même en fin de journée.

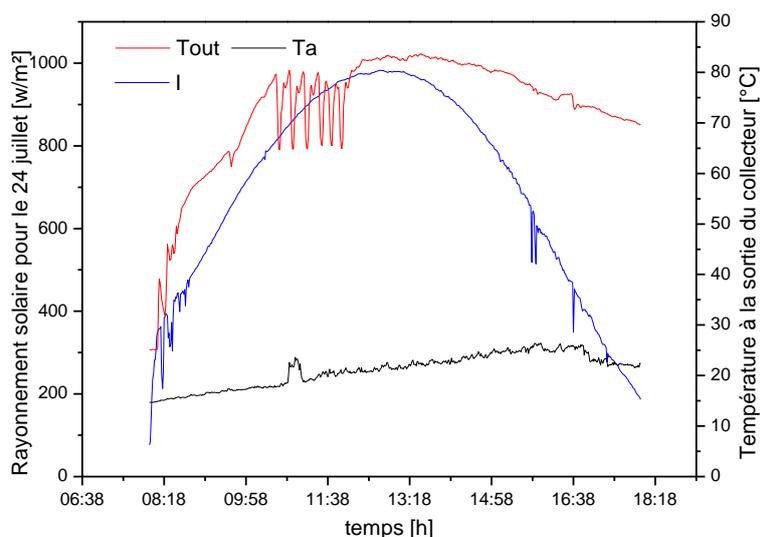
### **5.2.5. Analyse des mesures du rayonnement solaire \_ journée du 24 juillet**

Un traitement des mesures a été effectué pour la journée du 24 juillet, du fait que cette journée présente la valeur la plus importante du rayonnement solaire incident, capté par les collecteurs solaires sous vide, est prise en considération, à la même heure par rapport aux autres trois journées de mesures. L'évolution du rayonnement solaire, pour cette journée, est illustrée sur le graphe 5.12.

La valeur maximale du rayonnement solaire incident a été remarquée à 12h 41. Egalement, on remarque sur le précédent graphe Fig. 5.11 que l'évolution du rayonnement solaire était sans perturbation, sans présence de nuages, surtout entre 10h et 15h 30 ; seulement de petites perturbations en début de matinée.

Le graphe 5.12 illustre l'évolution du rayonnement solaire et de la température à la sortie des capteurs solaires sous vide ( $T_{out}$ ) et aussi l'évolution de la température ambiante, pour la journée du 24 juillet, où la valeur maximal du rayonnement solaire était détectée ce jour là.

Il a été constaté que, le rayonnement incident évolue de 8h jusqu'à 12h 41 dans l'ordre croissant où il atteint une valeur maximale de 982,95 w/m<sup>2</sup>, à 12h 41 ; aboutissant à une température de 83,7°C à la sortie des capteurs solaires sous vide, puis le rayonnement solaire commence à diminuer en début d'après midi.



**Figure 5.12 : Rayonnement solaire incident, Température ambiante et Température à la sortie du capteur solaire, pour la journée du 24 juillet**

La température ambiante a augmenté et atteint une valeur de  $25,29^{\circ}\text{C}$ , entre 10h00\_15h02 ; et pour la température à la sortie des collecteurs solaires, à son tour a augmenté de  $69,91^{\circ}\text{C}$  à  $80,5^{\circ}\text{C}$ , entre 10h00\_15h02. Cette température, au niveau des capteurs solaires sous vide est largement suffisante pour assurer la régénération du dessicant liquide LiCl. Par ailleurs, les petites fluctuations en début et en fin de journée ont légèrement affecté le rayonnement solaire.

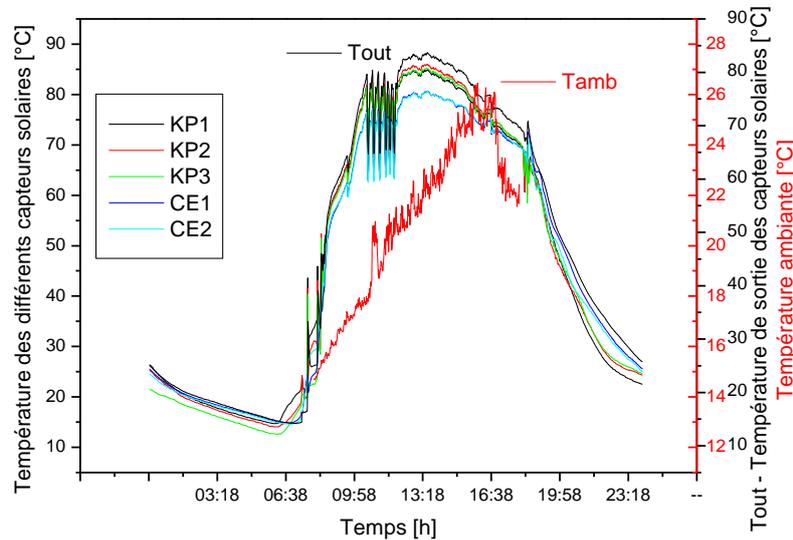
### 5.2.6. Analyse des mesures de la température d'entrée\_ sortie des capteurs solaires sous vide

La Fig. 5.13 représente les températures mesurées des différents capteurs solaires utilisés dans l'installation LDAC, pour la journée du 24 juillet.

Les capteurs solaires sous vide sont de type KP1, KP2, KP3, et CE1, CE2. La mesure a été effectuée sur la température à l'entrée\_ sortie de chaque capteur solaire, la température à l'entrée\_ sortie principales de l'ensemble de capteurs solaires, la température ambiante Tam; et la température à l'entrée du réservoir de stockage Tk, pour cette journée du 24 juillet.

Il a été constaté que, l'écart de température entre l'aller\_retour pour les capteurs solaires sous vide de type KP2 est importante et de l'ordre de  $27,80^{\circ}\text{C}$  \_  $12,57^{\circ}\text{C}$ , entre 11h \_ 15h, et ceci se traduit par un gain d'énergie du rayonnement solaire absorbé par les capteurs solaires. La valeur de la température augmente progressivement avec l'augmentation du flux d'énergie solaire, où on observe une haute température à la sortie des capteurs, tel que le KP2, avec une température de  $84,7^{\circ}\text{C}$ . Cette stratification est plus importante dans les réservoirs de stockage verticaux en raison de cet important écart de température d'entrée\_ sortie.

Egalement, l'augmentation de la température ambiante ( $T_{amb}$ ), surtout la matinée et en début d'après midi, est due au gain d'énergie obtenue par le rayonnement solaire au cours de la journée.



**Figure 5.13 : Température de sortie des différents capteurs solaires sous vide**

En outre, ce graphe montre que la température de sortie des capteurs solaires sous vide est presque égale à la température de sortie de l'ensemble du champ de capteur solaires sous vide où ce graphe montre clairement que la courbe (Tout) et les courbes (kp1, kp2, kp3, CE1, CE2) sont presque superposées ; ceci se traduit par la bonne qualité des capteurs solaires et qui sont capables de chauffer l'eau jusqu'à 86°C. Température largement suffisante pour la régénération de notre solution (dessicant liquide LiCl) ; sauf pour le type CE2, on remarque une légère diminution de la température, où la valeur maximale de la température de sortie est de l'ordre de 80,7°C.

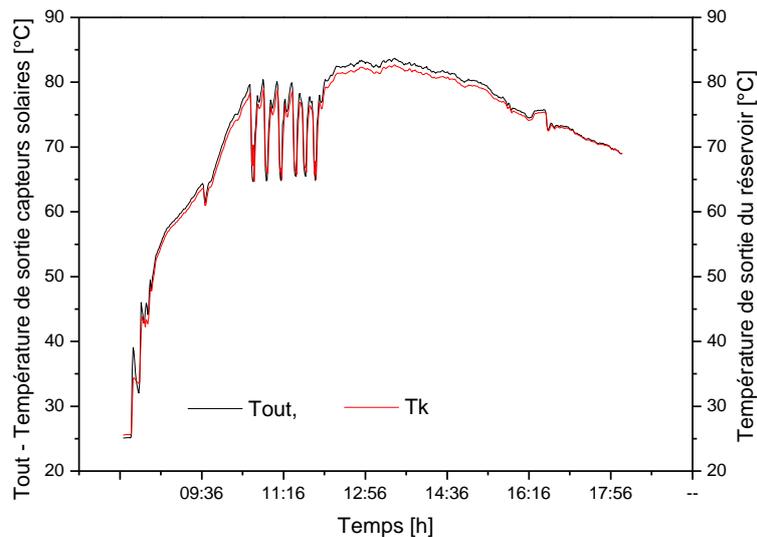
En outre, ce graphe montre que les capteurs solaires sous vide de type KP2 fournissent la plus haute température de sortie ; par exemple à 13h 33, la valeur maximale de la température de sortie de KP2 est de 86°C, par contre celle de KP1 est de 84,9°C, et de KP3 est de 85,1°C mesurée à la même heure et également celle des capteurs solaires de type CE1 est de l'ordre de 80,6°C et ceci pour la journée du 24 juillet.

On note que l'analyse de tous les résultats expérimentaux, et la comparaison avec les trois autres jours (le 25 juillet, le 1<sup>er</sup> août, et le 11 août) nous a permis d'aboutir à la conclusion suivante ; est que, la température maximale à la sortie des capteurs solaires est fournie par les capteurs de type KP2 ; où on observe pour la journée du 11 août, une haute valeur de cette température de sortie d'eau de l'ordre de 98,8°C à 13h16. Ces résultats montrent aussi que ces capteurs solaires sous vide avec un angle d'inclinaison de 45° fournissent la plus importante énergie thermique.

### 5.2.7. Comparaison de la température de sortie des capteurs solaires sous vide ( $T_{out}$ ) et la température d'entrée au réservoir de stockage ( $T_k$ )

La comparaison des températures d'eau chaude à la sortie des capteurs solaires sous vide ( $T_{out}$ ) et celle à l'entrée du réservoir de stockage ( $T_k$ ) est illustrée sur le graphe 5.14.

Ce graphe montre clairement que la courbe représentative de la température d'entrée au réservoir de stockage d'eau chaude ( $T_k$ ), et celle la température de sortie de l'ensemble des capteurs solaires ( $T_{out}$ ) sont deux courbes très proches, on peut même dire que ces deux courbes sont superposées.

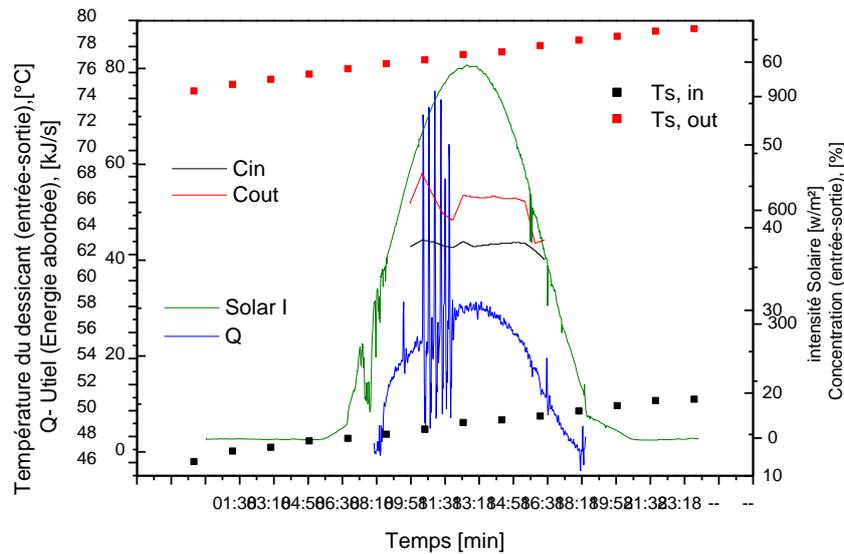


**Figure 5.14 : Comparaison de températures, ( $T_{out}$ ) et ( $T_k$ ).**

Ceci est dû à la bonne isolation thermique des canalisations. Ce résultat confirme que la régénération est réalisée par la haute température acquise par l'ensemble des capteurs solaires ; et qu'il n'y a pas de pertes thermiques importantes.

### 5.2.8. Variation de la concentration du dessicant liquide

L'analyse de la concentration du dessicant au cours du fonctionnement du système LDAC par énergie solaire est représentée par la Fig. 5.15. Ce graphe concerne toujours la journée du 24 juillet, ayant le meilleur rayonnement solaire incident. Cette figure montre la variation de la concentration du dessicant liquide en fonction de l'énergie solaire absorbée par les capteurs solaires sous vide. Durant la journée, le rayonnement incident augmente ainsi que la température à la sortie des capteurs solaires, ce gain d'énergie assure la régénération du dessicant liquide passant à travers le régénérateur. Ce dernier étant relié au circuit solaire, chauffe le dessicant et lui permet de libérer la vapeur d'eau qu'il a absorbé dans le conditionneur.



**Figure 5.15 : Variation de la concentration du dessiccant liquide en fonction du rayonnement solaire**

En outre, ce même graphe montre la différence de la concentration à l'entrée et à la sortie du régénérateur, alimenté par l'eau chaude venant des capteurs solaires sous vide, d'où une bonne re-concentration de la solution diluée au cours de l'absorption.

On remarque que la concentration augmente de 36% à 46,7 %, et le dessiccant quitte le régénérateur avec une température ( $T_{s,out}$ ) plus élevée que celle ( $T_{s,in}$ ) qu'il possédait à l'entrée du régénérateur. Donc, on constate que la concentration du dessiccant dépend du rayonnement solaire incident, ou autrement dit, que l'énergie absorbée par les capteurs solaires sous vide est transférée au régénérateur par l'intermédiaire de l'eau chaude et a assuré la régénération du dessiccant LiCl.

Par conséquent, le procédé d'extraction révèle une force motrice de transfert de masse en fonction de la température de régénération ; et la variation du potentiel de transfert de masse est définie par la différence entre la pression de vapeur à la surface de la solution et la pression de vapeur de l'air, qui varie en fonction de la concentration de la solution dessiccante. Cependant, on note que le taux d'évaporation diminue avec l'augmentation de la concentration du produit déshydratant.

Egalement, la concentration de la solution doit être limitée au cours du processus de régénération pour maintenir la solution à l'état liquide, car l'augmentation excessive de la concentration de la solution provoque la cristallisation de la solution, dans le film tombant, des plaques formant le régénérateur.

## 5.2.9. Rendement des capteurs solaires sous vide

Le rendement du capteur solaire est défini comme étant le rapport entre l'énergie utile  $Q_u$  transmise au fluide et le rayonnement solaire incident total  $I_T$ , à la surface du collecteur durant un temps donné (Duffie et Beckman, 2013), [56].

Il peut être déterminé, en fonction des données expérimentales par l'équation présentée dans le précédent chapitre (modèle TYPE 71). Les constantes empiriques nécessaires pour le calcul du rendement des capteurs solaires sous vide, sont exposées sur le tableau 5.3.

Constantes Expérimentales	Capteurs solaires sous vide type 1 (KP)	Capteurs solaires sous vide type 2 (CE)
$a_0$	0.7750	0.776
$a_1$	2.0589 W/m <sup>2</sup> k	2.05288 W/m <sup>2</sup> k
$a_2$	0.006154 W/m <sup>2</sup> k <sup>2</sup>	0.0171 W/m <sup>2</sup> k <sup>2</sup>

**Tableau 5.3 : Constantes expérimentales pour capteurs solaires sous vide**

Le résultat expérimental du rendement pour les différents types de capteurs solaires sous vide (KP) et (CE) est représenté sur la figure 5.16.

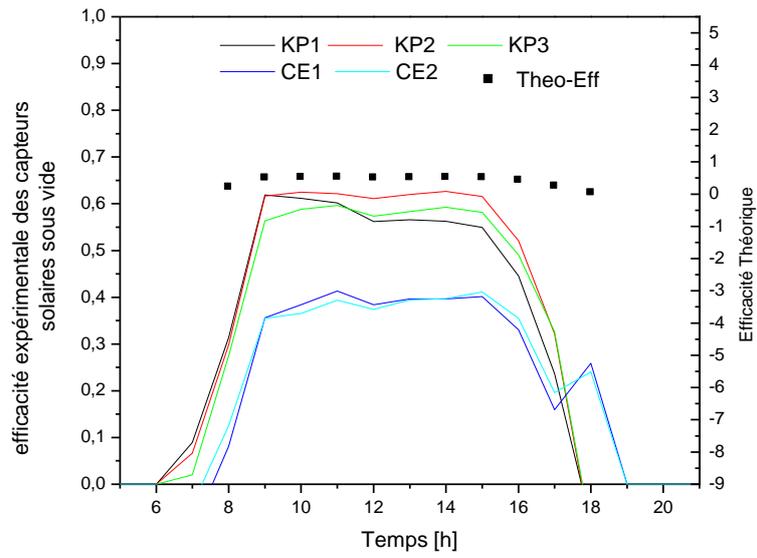
Le graphe illustre le rendement des capteurs solaires sous vide, déterminé expérimentalement, pour la journée du 24 juillet. On observe que l'évolution du rendement durant le fonctionnement de l'installation est presque identique pour les capteurs solaires de type KP et aussi, meilleur que le rendement fourni par les capteurs solaires sous vide de type CE.

Durant ce test, pour la journée du 24 juillet, on note que le rendement des capteurs de type KP varie dans une gamme de 0,30 à 0,62 pour une durée de 8h à 17h ; par contre le rendement des capteurs solaires sous vide de type CE, varie dans une gamme de 0,125 à 0,411, pour la même durée de fonctionnement du système LDAC, et la même journée du test.

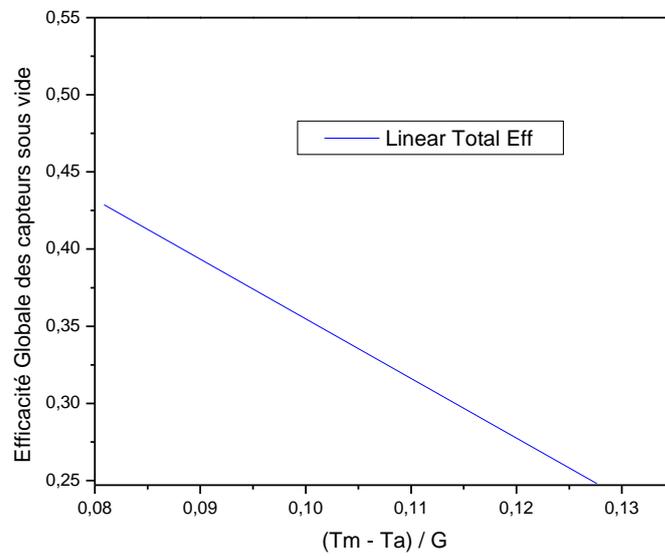
Egalement, cette figure présente la variation du rendement théorique, déterminé pour la cette même journée d'essai du 24 juillet ; et on observe, clairement que ce rendement théorique a la même allure que les rendements de tous les capteurs solaires expérimentaux. La fluctuation entre les valeurs théoriques et expérimentales pour KP2 est faible où l'écart entre ces valeurs est de 0,052 à 0,147.

Le rendement global de capteurs solaires sous vide est de 52% ; et le rapport  $(T_m - T_a)/G$  est représenté sur la figure 5.17 pour la journée du 24 juillet.

La Fig. 5.17 illustre l'efficacité globale instantanée de l'ensemble des capteurs solaires sous vide pour la journée du 24 juillet. On remarque à travers ce graphe que la courbe est linéaire, ce qui confirme le bon résultat de notre étude expérimentale.



**Figure 5.16 : Rendement des différents types de capteurs solaires pour la journée du 24 juillet**

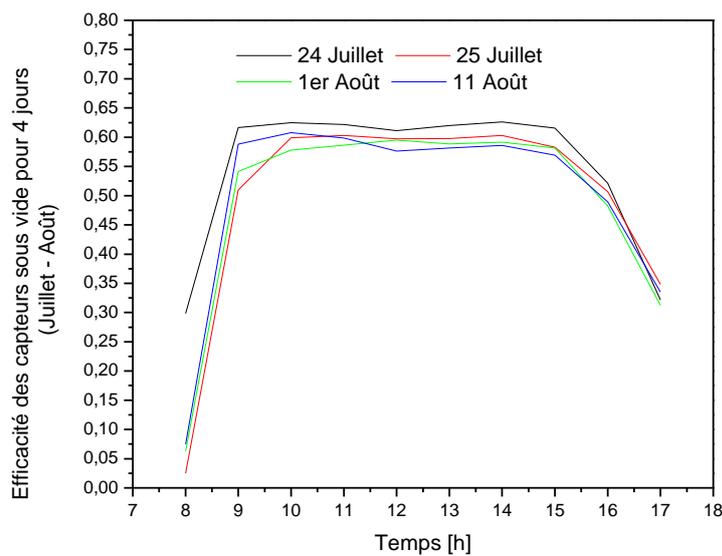


**Figure 5.17 : Efficacité instantanée globale**

Egalement, l'efficacité des capteurs sous vide pour les 4 jours a été analysée et représentée sur la Fig. 5.18. Ce graphe englobe la valeur moyenne des rendements des capteurs pour les 4 jours de test. Il représente la comparaison des résultats expérimentaux relatifs aux différents rendements.

On remarque que le rendement des capteurs solaires pour la journée du 24 juillet est meilleur que celui de la journée du 25 juillet. Ce dernier est très proche de celui du 1<sup>er</sup> août et du 11 août.

Egalement, on constate que pour la journée du 24 juillet, le capteur sous vide atteint un rendement de 0.6269, pour la journée du 25 juillet un rendement de 0.603, et pour la journée du 1<sup>er</sup> août le rendement est de 0.591 et pour le dernier jour, le 11 août le rendement atteint 0.607. Cependant, pour le système étudié LDAC, le rendement des capteurs solaires sous vide est de l'ordre de 63%.



**Figure 5.18 : Rendement des capteurs solaires sous vide pour 4 jours de test**

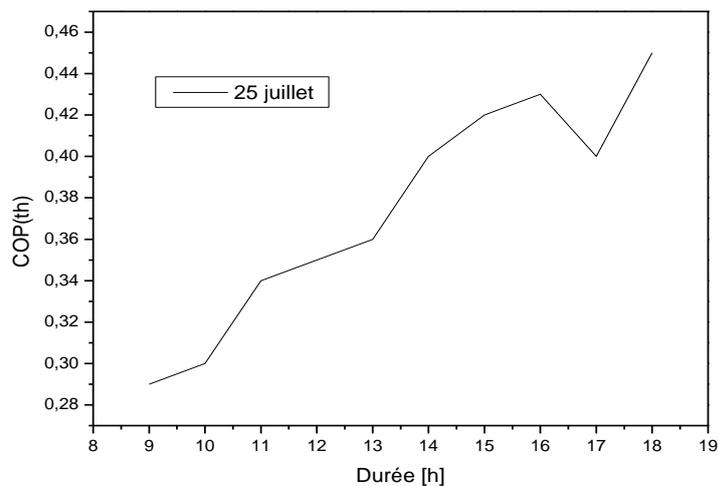
### 5.2.10. Le COP du système LDAC

Le résultat expérimental du COP du système LDAC étudié pendant 4 jours du mois de juillet et août, est résumé dans le tableau 5.4 qui englobe les valeurs moyennes du COP pour chaque heure de la journée. Le résultat total détaillé, pour l'ensemble des valeurs du COP, au cours de la journée du 25 juillet, est illustré sur la Fig. 5.19.

Temps (h)	24 juillet		25 juillet		1er aout		11 août	
	COP <sub>(th)</sub>	COP <sub>(E)</sub>						
8	-		-		-		-	
9	0.18		0.29		0.30		0.25	
10	0.25		0.30		0.23		0.27	
11	0.33		0.34		0.25		0.28	
12	0.36	1.62	0.35	2.56	0.31	2.29	0.26	2.23
13	0.37		0.36		0.26		0.28	
14	0.38		0.40		0.33		0.31	
15	0.70		0.42		0.32		0.28	
16	0.59		0.43		0.32		0.29	
17	0.60		0.40		0.35		0.30	
18	0.13		0.45		-		-	

**Tableau 5.4 : COP du système LDAC pour les 4 jours**

On remarque qu'avec ce procédé LDAC, on peut atteindre un COP(th) supérieur à 0.5 comme pour le cas du 24 juillet, le COP<sub>(th)</sub> atteint la valeur de 0.70. Le COP<sub>(th)</sub> pour la journée du 25 juillet est représenté sur la figure 5.19, pour toutes les valeurs mesurées au cours de la journée.



**Figure 5.19 : COP(th) du système étudié LDAC, pour la journée du 25 juillet**

### 5.3. Validation des résultats : Etude expérimentale et Simulation

#### 5.3.1. Température, rayonnement incident et rendement de capteurs solaire sous vide

Les résultats expérimentaux ont été comparés à ceux obtenus par simulation afin de valider nos résultats.

Type	24 Juillet			25 Juillet		
	Expérimental	Simulation	Diff %	Expérimental	Simulation	Diff %
$\eta$ ETC 1	0.55	0.56	0.01	0.51	0.53	0.02
$\eta$ ETC 2	0.35	0.33	0.02	0.32	0.32	0.00

Type	1 <sup>er</sup> Août			25 Août		
	Expérimental	Simulation	Diff %	Expérimental	Simulation	Diff %
$\eta$ ETC 1	0.52	0.53	0.01	0.51	0.52	0.01
$\eta$ ETC 2	0.32	0.32	0.00	0.31	0.31	0.00

**Tableau 5.5 : Rendement journalier moyen des capteurs solaires sous vide : valeurs expérimentales et de simulation**

La Fig. 5.20 représente le résultat obtenu au cours de la journée du 25 juillet. Ce graphe montre l'évolution du rayonnement solaire en fonction du temps, la température ambiante et les températures des différents types de capteurs.

Le rayonnement incident maximum est de l'ordre de 950 w/m<sup>2</sup>. Egalement, cette valeur provoque le fonctionnement du système de régulation afin d'augmenter la température à la valeur de consigne.

Le rendement moyen pour les collecteurs type ETC est de 55%.

Egalement, ce graphe montre que les températures à la sortie des différents capteurs solaires sont nettement supérieures aux températures à l'entrée et elles dépassent la valeur de 80°C surtout pour le type KP.

Concernant le rendement des capteurs solaires sous vide obtenu expérimentalement, l'analyse a donné les courbes représentées sur la Fig. 5.21. Cette dernière montre les différents types de capteurs solaires sous vide utilisés dans cette installation. Ces courbes ont la même allure et sont presque superposées, pour le type KP, et la même chose pour le type CE. Cette comparaison montre un faible écart, entre tous les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulation.

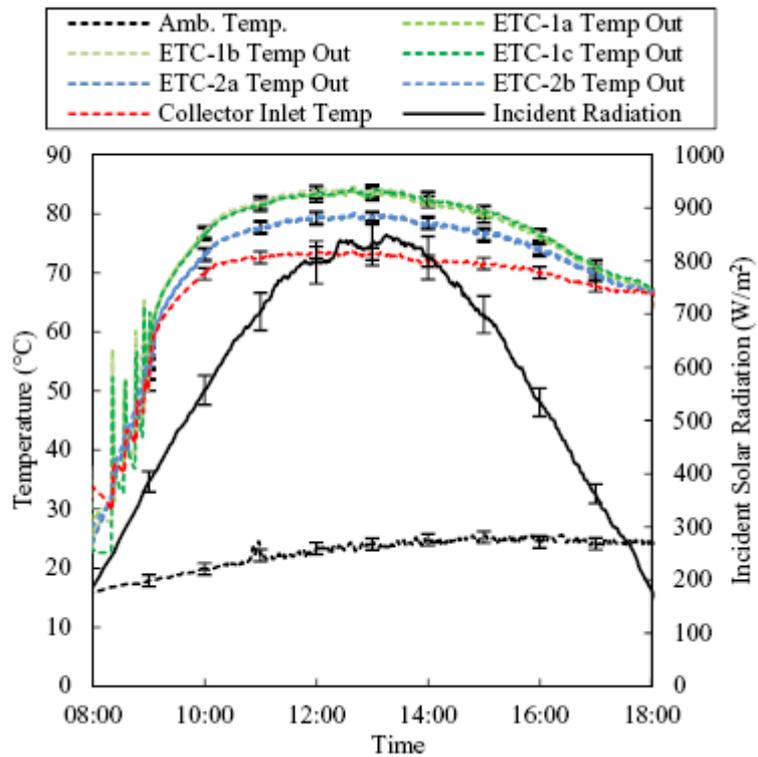


Figure 5.20 : Température entrée\_ sortie pour chaque type de capteur solaire, température ambiante et rayonnement incident pour le 25 juillet

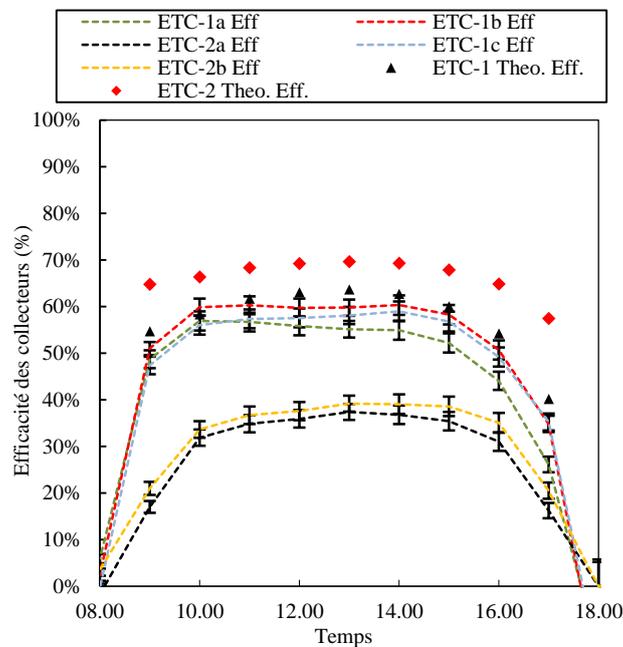


Figure 5.21 : Efficacité des différents capteurs sous vide pour la journée du 25 juillet : résultat expérimental et simulation

### 5.3.2. Efficacité : Régénérateur / Déshumidificateur

Le groupe conditionneur/régénérateur représente le cœur de l'unité centrale du système LDAC. L'efficacité de ces deux équipements a été évaluée et le résultat a été validé par simulation.

Le modèle est validé en établissant la comparaison entre les résultats de simulation et ceux obtenus expérimentalement. Concernant l'efficacité du conditionneur, le résultat validé est représenté sur la Fig. 5.22.

On observe sur cette figure, des points transitoires apparents (représentés en bleu, sur cette figure). Ceci s'explique de la manière suivante ; que pour déterminer la fraction de masse de la solution dessiccante, la procédure expérimentale représente, brièvement, un arrêt du processus toutes les trente minutes, ce qui produit des points d'arrêt.

Pour le régénérateur, la comparaison des valeurs expérimentales de l'efficacité et celles obtenues par simulation, est représentée sur la Fig. 5.23, pour la journée du 1<sup>er</sup> août.

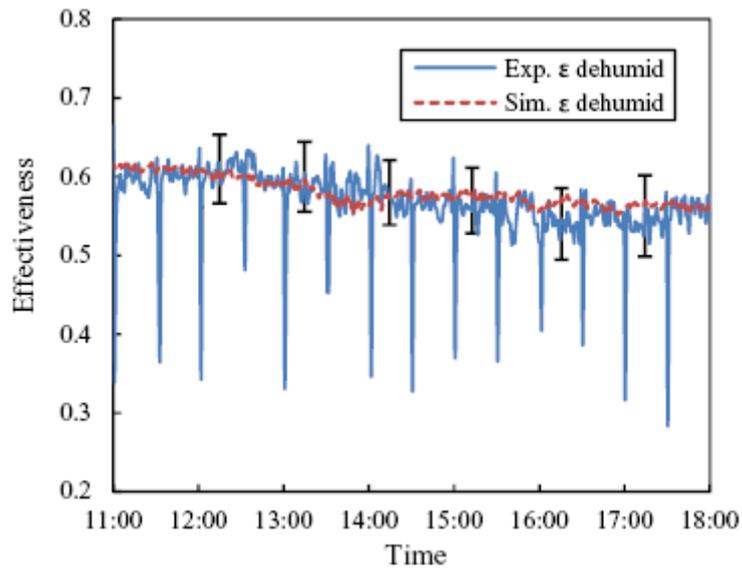
Egalement, pour le régénérateur, on observe une similarité entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par simulation, d'où, on peut dire que la comparaison des résultats expérimentaux montrent une bonne concordance avec ceux obtenus par simulation.

L'ensemble des résultats, pour le conditionneur et le régénérateur, montre des courbes superposées d'où la comparaison entre le résultat expérimental et simulation, montre une concordance des résultats, les petites différences ne dépassent pas 1%.

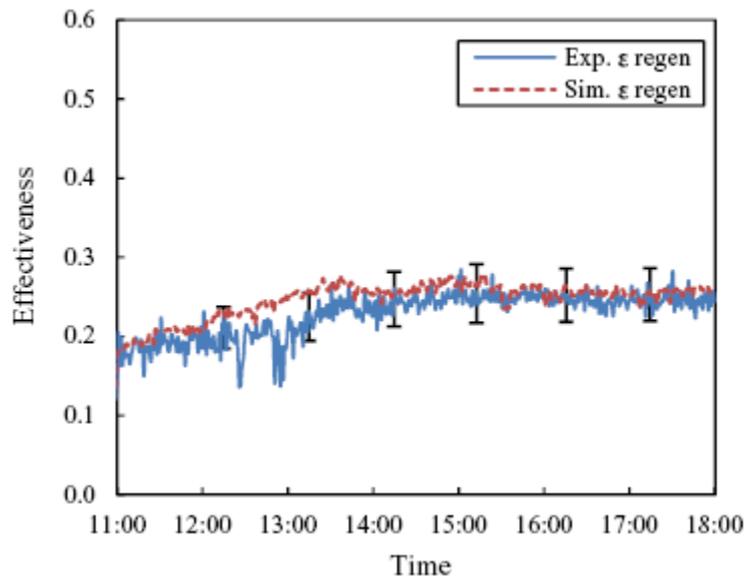
La Fig. 5.24 montre la comparaison de la température du processus d'air à la sortie ainsi que l'humidité relative, pour la journée du 1<sup>er</sup> août.

Ce graphe représente les résultats expérimentaux et de simulation concernant la température et l'humidité relative de l'air à la sortie du conditionneur. On constate que les courbes relatives à la température sont superposées.

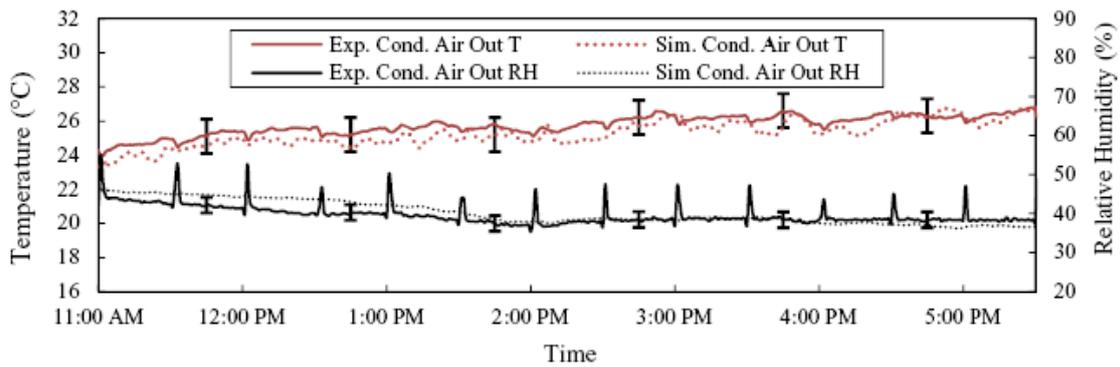
On observe le même résultat pour l'humidité relative où les courbes sont très proches. Donc, la comparaison des résultats obtenus par TRNSYS comparés à ceux obtenus par l'étude expérimentale montre une bonne concordance des résultats. L'analyse du résultat après comparaison, montre une faible différence où l'erreur est de 2%.



**Figure 5.22 : Efficacité du déshumidificateur : Simulation \_ expérimental  
Pour la journée du 1<sup>er</sup> août**



**Figure 5.23 : Efficacité du régénérateur : Simulation \_ expérimental**

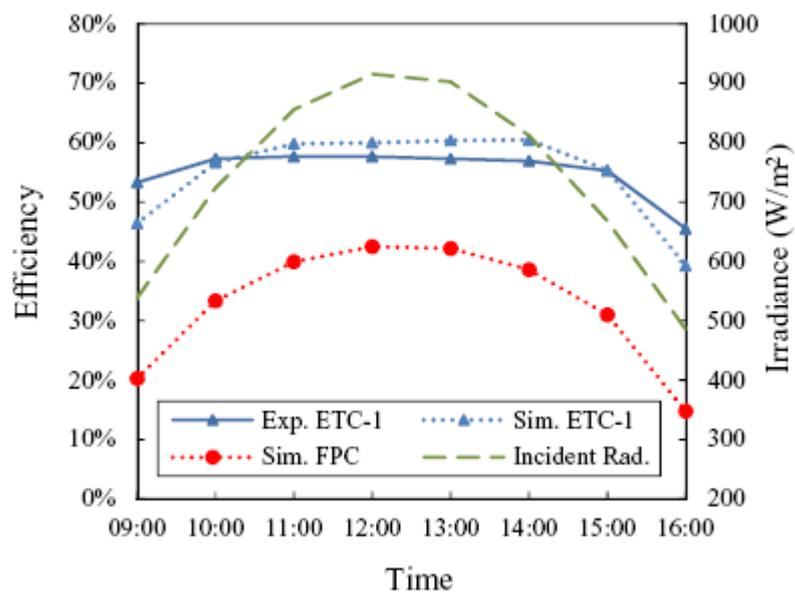


**Figure 5.24 : Comparaison de résultat expérimental et simulation  
Température et humidité relative au niveau de l'absorbeur**

### 5.3.3 : Comparaison par simulation de capteur solaire plan et sous vide

L'étude de simulation par TRNSYS 16, nous a permis d'effectuer, également, la comparaison du rendement, seulement par simulation, pour les capteurs solaires thermiques, (capteur plan et capteur sous vide utilisé dans l'installation LDAC) et d'aboutir à une conclusion. Cette comparaison est illustrée sur la figure 5.25.

Ce résultat est relatif à la journée du 1<sup>er</sup> août. On remarque que le rendement des capteurs solaires sous vide obtenu par les mesures expérimentales a presque la même valeur que celui obtenu par simulation à savoir : 52% et 53% respectivement ; d'où une faible erreur de résultats. Egalement, ce graphe illustre la comparaison de deux types de capteurs solaires : sous vide et capteurs plans ; résultats obtenu par simulation. On remarque que le rendement obtenu par des capteurs plans thermiques est de l'ordre de 32%. On peut conclure que les capteurs solaires sous vide sont beaucoup plus meilleurs que les capteurs plans.



**Figure 5.25 : - Rendement des capteurs sous vide : (Expérimental – simulation)  
- Rendement capteurs plans et sous vide (simulation)**

### 5.3.4 : Résultat global : expérimental et simulation

L'analyse globale du modèle par simulation et du résultat expérimental est illustrée sur les tableaux ci-dessous. Ces tableaux englobent un résumé des valeurs moyennes, des mesures expérimentales et des résultats obtenus par simulation.

Ces valeurs permettent de voir rapidement le faible écart d'erreur entre l'expérimental et la simulation. L'analyse et la comparaison de tous les résultats, pour chaque jour de test, montre et confirme la concordance des résultats de cette étude pour l'évaluation des performances des équipements ainsi que les rendements des capteurs solaires, du système LDAC.

L'incertitude a été évaluée par l'utilisation de la méthode RMS de Taylor qui a montré un écart entre les résultats dans une gamme de 1 à 2%, pour l'ensemble des résultats obtenus.

heure	8h	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h	14 h	15 h	16 h	17 h	18 h
<b>Temp (out) Process air, [°C]</b>	19.1	19.8	21.7	22.9	23.0	22.8	23.3	22.9	23.4	23.1	22.7
<b>H.R (in) Process air, [%]</b>	79.9	78.5	71.5	68.0	59.0	57.7	51.2	47.50	50.7	52.7	47.7
<b>H.R (out) Process air, [%]</b>	38.06	38.96	39.51	38.26	36.72	35.9	34.66	34.18	34.23	35.58	34.72
<b>P partielle air (in), [Pa]</b>	1528	1570	1631	1712	1608	1640	1555	1486	1558	1553	1414
<b>P partielle air (out), [Pa]</b>	828.6	890.4	1013	1052	1021	986.9	981.5	944.2	970.5	990.6	944.1
<b>Débit dessicant [L/mn]</b>	6.66	6.70	6.68	6.70	6.70	6.68	6.64	6.66	6.66	6.66	6.68
<b>Temp dess (in), [°C]</b>	27.2	29.1	31.5	33.5	33.7	33.6	33.2	33.3	33.8	33.3	33.3
<b>Temp dess (out), [°C]</b>	20.3	20.7	22.2	23.5	23.4	23.2	23.1	22.1	23.0	22.8	22.2
<b>P, partielle dess (in), [Pa]</b>	521.7	570.2	635.3	671.4	667.8	644.2	620.4	597.5	620.0	612.0	588.7
<b>P, partielle dess (out), [Pa]</b>	1630	1630	1620	1206	1203	1205	1205	1209	1212	1212	1212
<b>Concent dess (in), [%]</b>	35.8	35.2	35.1	35.3	35.4	35.6	35.9	36.0	35.9	35.9	36.0
<b>Concent dess (out), [%]</b>	34.5	34.0	33.9	33.9	33.6	33.8	33.8	34.3	34.8	34.7	34.7
<b>Vapeur transfer Cond [g/s]</b>	5.785	5.749	5.405	5.86	5.206	5.803	5.077	4.81	5.233	5.027	4.21
<b>Chaleur dégagée [kw], abs</b>	15.80	15.90	16.80	18.00	17.70	18.30	18.80	18.70	18.00	18.30	18.70
<b>Débit d'air [L/s]</b>	1185	1181	1162	1183	1184	1186	1185	1189	1191	1193	1199
<b>Charge fri [kw]</b>	12.50	11.87	10.59	12.34	12.31	15.0	14.11	14.75	14.76	13.69	12.41
<b>E<sub>ff</sub> – Cond</b>	0.70	0.68	0.62	0.63	0.62	0.66	0.61	0.61	0.63	0.60	0.57

**Tableau 5.6 : Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 25 juillet \_  
Efficacité du conditionneur.**

heure	8h	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h	14 h	15 h	16 h	17 h	18 h
<b>Radiation</b> [w/m <sup>2</sup> ]	281.8	384.8	556.9	704.8	797.2	835.6	800.6	690.5	502.7	333.7	203.4
<b>Tout</b> [°C]	40.15	54.26	75.11	79.93	81.7	82.2	80.4	78.6	74.3	69.48	66.97
<b>Debit capteur,</b> [L/mn]	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42
<b>Temp (out)</b> <b>Reg air, [°C]</b>	40.9	45.0	50.5	54.0	55.2	54.8	55.8	56.9	57.0	56.6	56.9
<b>H.R (in)</b> <b>Reg air, [%]</b>	79.9	78.5	71.5	68.0	59.0	57.7	51.2	47.5	50.7	52.7	47.7
<b>H.R (out)</b> <b>Reg air, [%]</b>	30.8	28.7	29.6	27.9	27.2	27.0	25.8	26.2	26.4	25.9	25.8
<b>P partielle air</b> <b>Reg, (in), [Pa]</b>	1528	1570	1631	1712	1608	1640	1555	1486	1558	1553	1414
<b>P partielle air</b> <b>Reg (out), [Pa]</b>	2368	2727	3712	4154	4281	4183	4190	4482	4531	4371	4398
<b>Temp dess</b> <b>(in), [°C]</b>	45.0	47.8	51.9	53.3	53.7	53.6	52.8	52.8	52.7	52.6	52.9
<b>Temp des</b> <b>(out), [°C]</b>	69.4	72.6	77.7	77.5	77.6	77.8	76.3	76.6	76.6	77.0	77.6
<b>P,partielle dess</b> <b>(in), Reg, [Pa]</b>	8562	11101	15895	16662	14521	13239	12457	12799	12532	12452	12285
<b>P,partielle dess</b> <b>(out), Reg, [Pa]</b>	1400	1450	1370	1390	1390	1360	1420	1400	1430	1410	1400
<b>Concent dess</b> <b>(in), Reg, [%]</b>	36.3	35.6	35.8	35.8	36.0	36.3	36.5	36.6	36.4	36.3	36.5
<b>Concent dess</b> <b>(out), Reg, [%]</b>	40.9	41.6	43.7	43.3	43.2	44.0	42.6	43.1	42.4	42.7	43.2
<b>vapeur transf</b> <b>Reg, [g/s]</b>	2.09	2.922	4.62	5.06	5.28	5.18	4.95	4.80	5.21	5.1	4.9
<b>Rendement</b> <b>capteur s/v</b>	0.29	0.67	0.57	0.59	0.61	0.62	0.63	0.62	0.59	0.53	0.40
<b>E<sub>ff</sub> – Rég</b>	0.112	0.112	0.128	0.142	0.231	0.199	0.221	0.242	0.248	0.237	0.252
<b>COP<sub>(th)</sub></b>	-	0.29	0.30	0.34	0.35	0.36	0.40	0.42	0.43	0.40	0.45
<b>COP<sub>(elec)</sub></b>	2.56										

**Tableau 5.7 : Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 25 juillet \_  
Efficacité du régénérateur et COP**

heure	8h	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h	14 h	15 h	16 h	17 h	18 h
<b>Temp (out) Process air, [°C]</b>	19.4	20.2	21.1	21.5	22.8	22.9	23.5	24.5	24.2	24.5	25.1
<b>H.R (in) Process air, [%]</b>	94.1	87.5	82.5	79.7	76.7	72.0	66.0	67.6	65.7	65.7	64.3
<b>H.R (out) Process air, [%]</b>	45.08	46.13	46.74	42.28	41.38	38.99	35.39	36.98	38.15	38.13	37.68
<b>P partielle air (in), [Pa]</b>	2093	2046	2034	2019	2103	1986	1888	2053	1960	1996	2061
<b>P partielle air (out), [Pa]</b>	1215	1283	1328	1263	1325	1258	1123	1252	1264	1298	1312
<b>Débit dessicant [L/mn]</b>	6.78	6.78	6.78	6.74	6.72	6.68	6.66	6.66	6.68	6.68	6.68
<b>Temp dess (in), [°C]</b>	27.6	30.9	33.9	35.4	36.5	36.0	36.4	37.6	37.4	38.1	38.6
<b>Temp dess (out), [°C]</b>	24.0	24.0	24.3	25.1	36.0	25.9	25.4	26.6	25.8	26.3	26.6
<b>P, partielle dess (in), [Pa]</b>	831.2	888.0	920.6	869.5	804.3	791.4	693.2	756.2	738.0	747.3	762.0
<b>P, partielle dess (out), [Pa]</b>	1610	1590	1590	1590	1620	1620	1630	1630	1630	1630	1630
<b>Concent dess (in), [%]</b>	33.1	32.4	32.4	33.4	34.7	34.9	36.0	35.8	35.6	35.7	35.7
<b>Concent dess (out), [%]</b>	32.1	31.2	31.1	31.3	32.4	32.9	34.5	33.7	34.0	33.3	34.1
<b>Vapeur transfer Cond [g/s]</b>	6.173	6.702	6.204	6.611	6.772	6.327	6.668	6.967	6.061	6.064	6.527
<b>Chaleur dégagée abs, [kw]</b>	15.80	16.00	16.30	17.10	20.10	19.60	21.30	21.30	21.00	20.70	22.30
<b>Débit d'air [L/s]</b>	1170	1165	1167	1166	1162	1164	1171	1168	1169	1168	1171
<b>Charge fri [kw]</b>	14.66	12.47	12.02	12.41	13.04	11.89	13.94	14.56	12.43	12.22	14.08
<b>E<sub>ff</sub> - Cond</b>	0.70	0.66	0.63	0.66	0.60	0.61	0.58	0.56	0.57	0.56	0.58

**Tableau 5.8 : Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 1<sup>er</sup> Août \_  
Efficacité du conditionneur.**

heure	8h	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h	14 h	15 h	16 h	17 h	18 h
<b>Radiation</b> [w/m <sup>2</sup> ]	327.0	421.4	646.4	798.4	896.3	920.4	869.6	741.7	560.4	320.4	180.1
<b>Tout</b> [°C]	25.39	53.82	76.93	85.3	86.8	86.4	85.5	86.0	82.4	77.31	74.75
<b>Debit capteur</b> [L/mn]	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42
<b>Temp (out)</b> <b>Reg air</b> [°C]	37.6	42.9	50.2	54.7	56.4	54.7	57.0	63.3	64.2	65.5	65.3
<b>H.R (in)</b> <b>Reg air</b> [%]	94.1	87.5	82.3	79.7	76.7	72.0	66.0	67.6	65.7	65.7	64.3
<b>H.R (out)</b> <b>Reg air</b> [%]	41.4	38.7	37.4	32.2	30.9	30.9	25.9	27.6	27.0	25.6	24.2
<b>P.partielle air</b> <b>Reg, (in), [Pa]</b>	2093	2046	2034	2019	2103	1986	1888	2053	1960	1996	2061
<b>P.partielle air</b> <b>Reg, (out), [Pa]</b>	2660	3297	4624	4947	5170	4761	4455	6327	6479	6491	6089
<b>Temp dess</b> <b>(in), Reg, [°C]</b>	43.9	48.0	53.8	57.0	58.0	56.8	58.1	58.2	58.5	59.1	59.2
<b>Temp dess</b> <b>(out), Reg, [°C]</b>	70.7	73.6	79.8	82.3	83.0	81.5	83.3	82.2	83.0	83.7	83.5
<b>P, partielle dess</b> <b>(in), Reg, [Pa]</b>	8314	11568	19537	23763	22972	20788	21336	18446	19003	19024	14858
<b>P, partielle dess</b> <b>(out), Reg, [Pa]</b>	1560	1540	1430	1330	1280	1330	1260	1310	1320	1320	1320
<b>Concent dess</b> <b>(in), Reg, [%]</b>	33.6	32.8	33.2	34.4	35.7	35.8	36.9	36.6	36.4	36.5	36.5
<b>Concent dess</b> <b>(out), Reg, [%]</b>	37.6	37.7	41.4	44.5	46.2	44.7	46.9	45.4	45.2	45.2	45.1
<b>vapeur transf</b> <b>Reg, [g/s]</b>	1.35	2.66	5.06	6.14	6.03	5.72	6.24	7.52	7.95	7.89	7.04
<b>Rendement</b> <b>capteur s/v</b>	0.75	0.60	0.61	0.63	0.64	0.64	0.62	0.58	0.51	0.34	0.74
<b>Eff – Rég</b>	0.08	0.120	0.125	0.108	0.120	0.123	0.109	0.227	0.230	0.229	0.286
<b>COP<sub>(th)</sub></b>	-	0.30	0.23	0.25	0.31	0.26	0.33	0.32	0.32	0.35	-
<b>COP<sub>(elec)</sub></b>	2.29										

**Tableau 5.9 : Valeurs moyennes expérimentales pour la journée du 1<sup>er</sup> Août \_  
Efficacité du régénérateur et COP**

	24 Juillet		25 Juillet		1 <sup>er</sup> Août		11 Août	
	exp	sim	exp	Sim	exp	sim	exp	Sim
<b>T<sub>a</sub>, [°C]</b>	34.4	-	34.4	-	34.0	-	32.0	-
<b>RH<sub>a</sub>, [%]</b>	53.8	-	53	-	68.1	-	68.0	-
<b>Radiation [w/m<sup>2</sup>]</b>	698.42	698.32	590.49	590.50	647.17	647.06	625.37	625.12
<b>T<sub>out</sub> [°C]</b>	72.6	76.1	72.78	74.26	73.83	83.04	82.13	83.45
<b>Concentration (out), Reg [%]</b>	43.3	40.0	42.8	41.9	43.63	40.09	45.20	44.10
<b>Energie auxiliaire [Kwh]</b>	105.88	141.4	166.2	164.8	193.2	199.8	134.86	171.14
<b>Rendement capteur sous vide</b>	0.627	0.596	0.61	0.51	0.61	0.528	0.432	0.479
<b>Eff _ Régénérateur</b>	0.25	0.24	0.22	0.21	0.17	0.14	0.199	0.211
<b>Charge fri [kw]</b>	10.08	10.09	11.41	10.38	11.81	12.3	10.27	9.45
<b>Concent dess (out) abs, [%]</b>	29.4	30.8	34.3	32.9	32.8	30.7	33.76	33.23
<b>Eff _ Cond</b>	0.48	0.50	0.56	0.53	0.57	0.59	0.520	0.550
<b>COP<sub>(th)</sub></b>	0.35	0.33	0.36	0.34	0.31	0.31	0.31	0.34
<b>COP<sub>(elec)</sub></b>	1.62	1.73	2.5	2.00	2.29	2.38	2.23	2.21

**Tableau 5.10 : Comparaison des valeurs moyennes expérimentales et Simulation pour les quatre jours de test**

## Conclusion Générale

Le contexte climatique et énergétique actuel est responsable d'un regain d'intérêt pour le rafraîchissement solaire des bâtiments ces dernières années, plus particulièrement envers les systèmes de petites puissances. La raison principale est le développement du marché du résidentiel, ainsi que du petit et du moyen tertiaire, de part l'augmentation du niveau de vie et de la demande en confort thermique des occupants.

Le système de rafraîchissement par dessiccation couplé aux capteurs solaires est un système ouvert utilisant un matériau déshydratant pour déshumidifier l'air. Grâce à l'ensemble des équipements formant ce système, et surtout aux capteurs solaires, ce système est écologique et permet une économie d'énergie considérable, contribuant ainsi, aux objectifs de réduction des impacts environnementaux de la climatisation.

L'objectif de ce travail était d'étudier le comportement d'une installation de rafraîchissement par dessiccation couplée à un champ de capteurs solaires sous vide à caloduc.

La performance d'un système de conditionnement d'air couplé à une installation solaire et utilisant un dessiccant liquide a été évaluée expérimentalement et par simulation en utilisant l'environnement TRNSYS.

Cette étude expérimentale a été réalisée au laboratoire d'énergie solaire à l'université de Kingston au Canada. Cette installation comporte un ensemble d'équipements tels que le régénérateur, le conditionneur, les pompes, ventilateur, tour de refroidissement, système de stockage d'eau chaude et un champ de capteurs solaires sous vide à caloduc occupant une surface de 95 m<sup>2</sup>. Ce système était opérationnel pendant quatre jours, de juillet et août 2014.

Après avoir présenté les différentes technologies liées au système solaire, on s'est arrêté en détails sur les composants du système utilisant un dessiccant liquide et une source de chaleur solaire. Ce qui nous a permis ensuite, de développer un modèle de simulation par TRNSYS en se basant sur des équations du bilan massique et énergétique.

Après avoir implémenté ce modèle dans la plateforme de simulation TRNSYS, nous avons effectué plusieurs études afin d'évaluer sa performance, et son fonctionnement.

En effectuant des simulations pour les quatre jours de test, nous avons montré l'importance et le rôle de chaque composant du système. Ces simulations ont montré l'efficacité des éléments les plus importants du système, la performance électrique et thermique du système ainsi que le rendement des capteurs sous vide qui affectent énormément la consommation énergétique du système.

Le rendement des capteurs solaires sous vide a été évalué expérimentalement et par simulation. Egalement, une comparaison du rendement des capteurs sous vide et capteurs solaires plans a été effectuée par simulation par l'environnement TRNSYS 16.

L'étude expérimentale a confirmé les capacités de ce système (LDAC) et a permis de valider le modèle numérique pour l'ensemble de l'équipement du système utilisé.

Cette étude a également montré que l'efficacité des capteurs sous vide est beaucoup plus meilleure que celle des capteurs plans et que le système LDAC peut atteindre un COP supérieur à 0.5.

Ce travail a montré la faisabilité et l'intérêt des systèmes de rafraîchissement évaporatif par désorption avec régénération solaire surtout vis-à-vis de la protection de l'environnement et de la consommation en énergie électrique.

Comme perspectives, on a envisagé d'utiliser un autre dessicant et d'évaluer le COP de ce système LDAC. Egalement, d'effectuer une étude expérimentale, avec une analyse thermodynamique, sur trois types de dessicants pouvant être utilisés dans cette installation.

## Bibliographie

1. Vitte Thibaut. Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système. Thèse, n° d'ordre 07 ISAL 100. Institut national des sciences appliquées. Centre de thermique de Lyon. 2007.
2. Alain. Bidart et Laurent. Dubois. Les énergies fossiles et renouvelables. Dossier pédagogique de la fondation polaire internationale. Mai 2003.
3. Roula Ghazal. Modèles de connaissance à paramètres identifiables expérimentalement pour les systèmes de refroidissement dessiccatif couplés à un système solaire. Thèse soutenue en avril 2013. Université INSA, Institut national des sciences appliquées de Lyon.
4. Guillaume Anies. Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption. Université de Pau et des pays de l'Adour. Thèse novembre 2011.
5. André Joffre. Climatisation/chauffage solaire. <http://www.tecsol.fr/checklist/>.2014.
6. Olivier Marc. Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment. Université de la Réunion. France. 27 Septembre 2013.
7. GIEC. Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat. Changement climatique 2001. Rapport de synthèse.2013.
8. ADEME. Actualites-161314. Site web: [www.adem.fr/actualites#actualites](http://www.adem.fr/actualites#actualites).2014
9. L'institut International du Froid à Paris (IIF/IIR). Site web : [iifiir](http://iifiir.org). 2014.
10. Y. Fan, L. Luo, B. Souyri. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. Renewable and sustainable energy reviews. Vol. 11. 2007. pp. 1758-1775.
11. DERMEE. Conception, suivi des opérations de démonstration de recherche de production de froid solaire. Rapport d'étude, Angers, ADEM, Janvier 2007, 65 p].
12. B. Aebischer, M. Jakob, G. Henderson, G. Catenazzi. Impact of climate change on thermal comfort, heating and cooling energy demand in Europe. Proceeding ecec. Summer Study, Saving Energy, 4-9 June 2007, La Colle sur Loup, France. ISBN: 978-91-633-0899-4.
13. CENERG. Centre Energétique et Procédé de Paris. Climatisation à haute efficacité et à faible impact environnemental. Rapport. 2014.
14. J. Adnot. Energy efficiency and certification of central air conditioners. (EECCAC). Report. Vol 1.finalvol11.
15. Hans-Martin Henning. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. Applied Thermal Engineering. 27 (2007) 1734-1749.
16. Pons et kodama. Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 1: first and second law analyses. International Journal of Energy Research, 24 (3).2000. 251-262.
17. Thomas Letz. INES froid solaire. Savoie Technolac. 2007.
18. Maalouf Chadi. Etude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire. Université de La Rochelle. UFR sciences fondamentales et sciences pour l'ingénieur. Thèse soutenue en 2006.

19. Etude de faisabilité pour une installation de climatisation solaire pour le siège social EDM. Cotel Mayotte. Juillet 2013.
20. Le Génie Climatique et Energétique. Chauffage/Climatisation. Xpair. solaire.559-2014
21. K. Daou, R.Z. Wang, Z.Z.Xia. Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 10 (13), 2006. 55-77.
22. L. Merabti, M. Merzouk, N. Kasbadji, N. Hatraf, M. Abbas. Rafraîchissement solaire par dessiccation. *Revue des Energies Renouvelables*. Vol. 17, n° 3 (2014) 403 – 409.
23. Mohamed Ali Djebiret. Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra. Université Biskra. Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique. Mémoire de Magister, décembre 2012.
24. M. J. Bendjamine. Field evaluation and analysis of a liquid desiccant air handling system. Thèse soutenue en Septembre 2008.
25. H.M. Henning, T. Erpenbeck, C. Hindenburg, I.S. Santamaria. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 220 – 229.
26. A.E. Kabeel. Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant wheel. *Renewable Energy*. 32 (2007) 1842 – 1857.
27. Lúcio César de Souza Mesquita. Analysis of a flat-plate, liquid-desiccant, dehumidifier and regenerator. Thèse soutenue en décembre 2007.
28. Frelechox David. Liquid. Liquid desiccant evaporative cooling system. Dep. SIG. Hes-So. Classe SIG. 2006.
29. Lowenstein Andrew. Review of liquid desiccant technology for HVAC applications. Member ASHRAE. *HVAC & Research*, Vol 14, N 6. 2008.
30. Ertas, E.E. Anderson, and I. Kiris. Properties of a new liquid desiccant solution-lithium chloride and calcium chloride mixture. *Solar Energy*. 49 (3) : 205 – 12. 1992.
31. Manuel R. Conde. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: Formulations for use in air conditioning equipment design. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(4):367 – 382, 2004.
32. Identification et propriétés du chlorure de lithium. Site web: <http://fr.wikipedia.org/wiki/chlorure>.2014.
33. Paul Bourdoukan. Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire. Université de la Rochelle. Thèse 2008.
34. Yves Jannot. Cours thermique solaire. Mars 2011.
35. M. Petibon Stéphane. Nouvelles architectures distribuées de gestion et de conversion de l'énergie pour les applications photovoltaïques.
36. Encyclopédie. Capteur solaire thermique. Site web : [www.infoenergie69-grandlyon/IMG/ipg/solth\\_principe\\_capteur\\_plan.jpg](http://www.infoenergie69-grandlyon/IMG/ipg/solth_principe_capteur_plan.jpg). 2014
37. Ababsa. D. Optimisation du rendement d'un capteur solaire par minimisation des pertes convectives. Thèse 2010.
38. D. K. Edwards. Capteurs solaires. Edition SCM, Paris. 1979.
39. SAADI Souad. Effet des paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan. Mémoire de diplôme de magister en physique. 2010. Spécialité « énergies renouvelables.
40. J. Bernard. Energie solaire calculs et optimisation. Ellipse Edition marketing. 2004.

41. Olivier Marc. Etude expérimentale modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment. Laboratoire de Physique et Ingénierie Mathématique pour l'Energie et l'environnement. Thèse, université de la Réunion. 2010.
42. Absorbeur d'un capteur solaire. Site web consulté en 2014:  
[www.fr.solarpedia.net/wiki/index.php.title=Absorbeur\\_d%27un\\_capteur\\_solaire](http://www.fr.solarpedia.net/wiki/index.php.title=Absorbeur_d%27un_capteur_solaire)
43. C. E. Kennedy. Review of Midi- to high temperature solar selective absorber materials. NREL/TP- 520 – 31267. Juillet 2002.
44. S. A. Hakem, N. Kasbadj Merzouk, M. Merzouk. Performances journalières d'un chauffe-eau solaire. *Revue des Energies renouvelables*. P 153 – 162. 2008.
45. Z. Sen. *Solar energy fundamentals and modeling techniques*. Springer. 2008.
46. A. Sfeir. G. Guarracino. *Ingénierie des systèmes solaires*. Technique et documentation. Paris. 1981.
47. Peter Emson. Capteur sous vide. Site web: [www.alternative-energie-tutorials.com](http://www.alternative-energie-tutorials.com)
48. Capteur solaire sous vide. site web schéma:  
<http://fr.wikipedia.org/wiki/caloduc> & [wiki/Tube\\_sous\\_vide](http://fr.wikipedia.org/wiki/Tube_sous_vide). 2015.
49. Choisir un capteur solaire thermique. Site web :  
[www.bysun.fr/choisir-un-capteur-solaire-thermique/2015](http://www.bysun.fr/choisir-un-capteur-solaire-thermique/2015).
50. Thoma Letz. INES éducation – Savoie technolac. 2007.
51. M. Andrusiak and S. Harrison. The modeling of a solar thermally-driven liquid desiccant air conditioning system. ASES national Conference. Buffalo. 2009.
52. Simulation. Site web:  
[perso.univ-lr.fr/fcherqui/BPSAmars/presentations/AM1-05-Abadie.pdf](http://perso.univ-lr.fr/fcherqui/BPSAmars/presentations/AM1-05-Abadie.pdf). 2015.
53. A. Y. Khan, F.J. Sulsona. Modelling and parametric analysis of heat and mass transfer performance of refrigerant cooled liquid desiccant absorbers.
54. Conde Manuel. Properties of aqueous solutions of lithium chloride and calcium chloride: Formulations for use in air-conditioning. *International Journal of Thermal Sciences*. (43) 367 – 382.
55. Braum. J. Methodologies for the design and control of central cooling. Madison Wisconsin. PhD thesis, University of Wisconsin – Madison. 1988.
56. Duffie. J & Beckman. W. *Solar Engineering of thermal processes*. (3rd, Ed). Hoboken. NJ: John Wiley & Sons. Inc. 4013.
57. Incropera. F.P, Dewitt. D, Bergman. T.L, Lavine. A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Vol. 6th. Ed. United States of America. John Wiley and Sons. Inc.
58. Crofoot. L. Experimental evaluation and modeling of a solar liquid desiccant air conditioning. Thesis, University of Kingston. 2012.
59. ASHRAE. (2009). *ASHRAE Handbook- Fundamentals SI Edition*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers.
60. S. Bouzenada, C. McNevin, et al. Performance of a liquid desiccant air-conditioner driven by evacuated tube, flat-plate, or hybrid solar thermal arrays. *Energy and Buildings* 117. 2016. 53-62.
61. S. Bouzenada, C. McNevin, et al. An experimental study on the dehumidification performance of a low-flow falling film liquid desiccant air-conditioner. *52 (2015) 796-803*.