



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



**Université Larbi Ben M'hidi d'Oum El Bouaghi**

**FACULTE DES SCIENCES EXACTES ET SCIENCES DE LA NATURE ET DE LA VIE**

# THÈSE

**PRESENTÉE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE DOCTORAT LMD**

Spécialité :

**PHYSIQUE ENERGETIQUE**

Présentée par :

**Amir BARECHE**

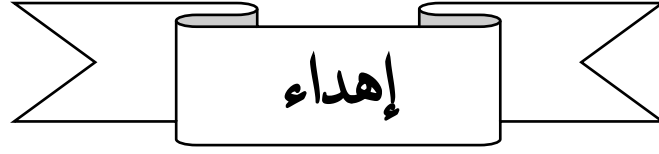
Intitulée :

**Étude de l'influence des conditions climatiques  
semi-arides sur les performances de rafraîchissement de l'air  
par dessiccation avec régénération solaire**

Soutenue le : 26 octobre 2023

**Devant le jury :**

- |                            |     |            |  |
|----------------------------|-----|------------|--|
| ▪ <b>Nacer HEBBIR</b>      | Pr  | Président  | Université Larbi Ben M'hidi, Oum El Bouaghi  |
| ▪ <b>Nabil LABED</b>       | MCA | Rapporteur | Université Larbi Ben M'hidi, Oum El Bouaghi  |
| ▪ <b>Azeddine BELHAMRI</b> | Pr  | Examineur  | Université des Frères Mentouri, Constantine I  |
| ▪ <b>Fouad KHALDI</b>      | Pr  | Examineur  | Ecole Nationale Supérieure en Energies Renouvelables,<br>Environnement et Développement Durable, Batna |



الحمد لله حمدا كثيرا يليق بجلال وجهه وعظيم سلطانه

إنه لا يسعني في هذا المقام إلا أن أهدي ثمرة جهدي

إلى روح الوالد العزيز التي غادرت مبكرا إلى ديار الآخرة، سائلا المولى أن يتغمدها  
برحمته التي وسعت كل شيء...

وإلى والدي نبع الحنان الذي لا يجف عطاؤه، والتي كان دعمها سببا جوهريا في اتمام  
العمل...

وإلى إخوتي وأخواتي وخطيبيتي رفقاء ورفيقات الحياة والنجاح...

وإلى مشرفي ومعيني في هذا العمل "نبيل العابد"

وإلى أصدقائي "شفيق، حمزة، وليد" وزملائي وكل من كان لي معينا من قريب أو  
بعيد

إليكم جميعا أقدم عملي

*Amir BARECHE*

## شكر وعرّفان

لا يسعني في هذا المقام إلا أن أحمّد الله سبحانه وتعالى وأشكره عظيم الشكر

على ما وهبني من عزم لإتمام هذا العمل

كما يسعدني أن أتقدم بجزيل الشكر ووافر التقدير وعظيم الامتنان إلى

أستاذي المشرف الدكتور "نبيل العابد" الذي ساندي بتوجيهاته السديدة ونصائحه

القيمة التي أسهمت في بناء لبنات هذا البحث، فله مني عظيم الشكر والعرّفان،

ودام مرجعا لكل طالب

كما أتقدم بخالص امتناني لكل من قدم لي يد العون وأخص بالذكر عميد كلية

علوم المادة "حابه حماده" ورئيس قسم الفيزياء "بولطيف أسامة" - جامعة باتنة 1 -

وجميع الأساتذة والأحبة كلّ باسمه ومقامه

شكرا لكم

# SOMMAIRE

Sommaire

LISTE DES FIGURES..... VI  
LISTE DES TABLEAUX ..... IX  
INTRODUCTION GENERALE ..... 1

Chapitre I : État de l'art du rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation

**I.1 INTRODUCTION ..... 4**  
**I.2 REFROIDISSEMENT DE L'AIR PAR ENERGIE SOLAIRE ..... 4**  
***I.2.1 Techniques du rafraîchissement solaire de l'air ..... 4***  
***I.2.2 Techniques du rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation SDCS ..... 7***  
**I.3 RAFFRAICHISSEMENT DE L'AIR PAR DESSICCATION SOLIDE DCS..... 8**  
***I.3.1 Principe de fonctionnement..... 8***  
***I.3.2 Cycles de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide ..... 9***  
***I.3.2.1 Cycle de Pennington ..... 10***  
***I.3.2.2 Cycle à re-circulation ..... 10***  
***I.3.2.3 Cycle de Dunkle ..... 10***  
***I.3.2.4 Cycle de SENS..... 11***  
***I.3.2.5 Cycles à deux-étages ..... 12***  
***I.3.2.6 Cycle-M ..... 12***  
***I.3.2.7 Cycle hybride..... 13***  
***I.3.3 Analyse critique des cycles de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide ..... 13***  
***I.3.3.1 Pertinence des différents cycles pour les conditions climatiques semi-arides ..... 14***  
***I.3.4 Propriétés et performances de la roue dessiccante..... 14***  
***I.3.4.1 Matériaux utilisés dans la roue dessiccante ..... 15***  
***I.3.4.2 Efficacité de la roue dessiccante ..... 17***  
***I.3.4.3 Analyse des facteurs déterminants pour l'efficacité de la roue dessiccante..... 18***  
***I.3.5 Coefficient de performance du système ..... 20***  
***I.3.6 Coûts et facteurs économiques ..... 21***  
***I.3.7 Avantages et inconvénients..... 22***  
**I.4 RAFFRAICHISSEMENT DE L'AIR PAR DESSICCATION ALIMENTE PAR ENERGIE SOLAIRE..... 23**  
***I.4.1 Méthodes d'analyse des performances du système ..... 24***  
***I.4.2 Défis du rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation ..... 26***

I.5	ÉTAT ACTUEL DE LA RECHERCHE DANS LE DOMAINE.....	26
I.5.1	<i>Perspectives d'avenir</i> .....	27
I.6	CONCLUSION .....	28

**Chapitre II : Evaluation du potentiel solaire de la région**

II.1	INTRODUCTION .....	36
II.2	L'ENERGIE SOLAIRE EN ALGERIE.....	36
II.3	REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	37
II.4	DEFINITIONS.....	40
II.4.1	<i>Irradiation solaire extraterrestre <math>I_0</math></i> .....	40
II.4.2	<i>Temps solaire vrai <math>T_{SV}</math></i> .....	40
II.4.3	<i>Angle de déclinaison solaire (<math>\delta</math>)</i> .....	40
II.4.4	<i>Angle horaire <math>W</math></i> .....	41
II.4.5	<i>Élévation solaire <math>h</math></i> .....	41
II.4.6	<i>Masse d'air <math>M_a</math></i> .....	41
II.4.7	<i>Profondeur optique relative de l'ozone <math>U_o</math></i> .....	41
II.4.8	<i>Profondeur optique relative de l'eau précipitable <math>U_w</math></i> .....	42
II.4.9	<i>Profondeur optique des aérosols <math>\tau_\lambda</math></i> .....	42
II.4.10	<i>Transmittance atmosphérique du rayonnement solaire</i> .....	42
II.4.11	<i>Facteur de turbidité de Linke <math>T_L</math></i> .....	43
II.4.12	<i>Irradiation solaire globale <math>G</math></i> .....	43
II.5	MODELES UTILISES POUR LE CALCUL DU POTENTIEL SOLAIRE .....	44
II.5.1	<i>Modèle de Capderou</i> .....	45
II.5.2	<i>Modèle de R.sun</i> .....	47
II.5.3	<i>Modèle de Ineichen</i> .....	48
II.5.4	<i>Modèle de Bird</i> .....	48
II.5.5	<i>Modèle de Ashrae</i> .....	49
II.5.6	<i>Modèle de MAC</i> .....	50
II.5.7	<i>Méthodes pour panneaux solaires inclinés</i> .....	50
II.6	METHODES DE COMPARAISON STATISTIQUE DES MODELES .....	51
II.7	DONNEES EXPERIMENTALES .....	52
II.8	RESULTATS DU CALCUL .....	54

<b>II.8.1 Sélection de modèles de travail</b> .....	57
II.8.1.1 Choix statistique du meilleur modèle .....	57
II.8.1.2 Validation du modèle par les données satellitaires.....	58
<b>II.8.2 Choix de l'inclinaison optimale</b> .....	59
<b>II.9 CONCLUSION</b> .....	61

**Chapitre III : Modélisation et validation d'un système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation**

<b>III.1 INTRODUCTION</b> .....	67
<b>III.2 TRAVAUX EXPERIMENTAUX AU LASIE DE LA ROCHELLE</b> .....	67
<b>III.2.1 L'installation solaire</b> .....	68
<b>III.2.2 La centrale de traitement d'air par dessiccation DCS</b> .....	68
<b>III.3 LOGICIEL TRNSYS DE SIMULATION</b> .....	69
<b>III.4 ETAPES DE LA SIMULATION</b> .....	70
<b>III.5 MODELISATION DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE RAFRAICHISSEMENT DE L'AIR PAR DESSICCATION ET DE REGENERATION SOLAIRE SDSCS</b> .....	72
<b>III.5.1 Système solaire thermique</b> .....	72
III.5.1.1 Capteur solaire .....	72
III.5.1.2 Échangeur de chaleur .....	73
III.5.1.3 Ballon de stockage d'eau chaude .....	73
<b>III.5.2 Système de traitement d'air par dessiccation</b> .....	75
III.5.2.1 Roue dessiccante RD .....	75
III.5.2.2 Roue sensible RS.....	78
III.5.2.3 Humidificateurs HUM .....	79
III.5.2.4 Batterie de régénération BR.....	79
<b>III.6 BILAN ENERGETIQUE ET MASSIQUE DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR DESSICCATION ET REGENERATION SOLAIRE CDSC</b> .....	79
<b>III.7 SIMULATION DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR DESSICCATION ET REGENERATION SOLAIRE SDSCS</b> 82	
<b>III.7.1 Modèle de simulation du système solaire thermique</b> .....	83
III.7.1.1 Validation du modèle du système solaire thermique .....	83
<b>III.7.2 Modèle de simulation de la roue dessiccante</b> .....	84
III.7.2.1 Validation du modèle de la roue dessiccante .....	84

<b>III.7.3</b>	<b>Modèle de simulation du système de refroidissement par dessiccation</b>	<b>88</b>
III.7.3.1	Validation du modèle du système de refroidissement par dessiccation	90
<b>III.7.4</b>	<b>Modèle global</b>	<b>92</b>
III.7.4.1	Validation du modèle global	93
<b>III.8</b>	<b>CONCLUSION</b>	<b>96</b>

**Chapitre IV : Application du système de rafraîchissement solaire de l'air par  
dessiccation à un climat semi-aride**

<b>IV.1</b>	<b>INTRODUCTION</b>	<b>100</b>
<b>IV.2</b>	<b>CLIMAT SEMI-ARIDE</b>	<b>100</b>
IV.2.1	Définition	100
IV.2.2	Données climatiques retenues pour la simulation	101
<b>IV.3</b>	<b>INFLUENCE DE L'ENERGIE SOLAIRE CAPTEE SUR LA CHALEUR STOCKEE ET UTILISEE</b>	<b>102</b>
IV.3.1	Capacité maximale de stockage thermique	102
IV.3.2	Optimisation de l'utilisation de l'énergie stockée	104
<b>IV.4</b>	<b>ANALYSE DES PERFORMANCES DANS LES CONDITIONS CLIMATIQUES SAISONNIERES</b>	<b>108</b>
IV.4.1	Impact des conditions climatiques et d'ensoleillement sur les conditions de soufflage	109
IV.4.2	Efficacité énergétique des composants du système	110
IV.4.3	Performance du SDCS	112
IV.4.3.1	Comparaison des performances avec le site de La Rochelle	115
IV.4.3.2	Comparaison des performances avec la littérature	116
<b>IV.5</b>	<b>LIMITES DE L'APPLICATION DU SDCS (CONDITIONS CLIMATIQUES SEMI-ARIDES)</b>	<b>117</b>
IV.5.1	Identification des facteurs limitant les performances du système	117
IV.5.1.1	Conditions de fonctionnement	118
IV.5.1.2	Humidité dans le flux de régénération	120
IV.5.2	Propositions de solutions	121
<b>IV.6</b>	<b>SIMULATION DU CYCLE DE VENTILATION AMELIOREE</b>	<b>122</b>
IV.6.1	Performance du cycle de ventilation amélioré pour des conditions semi-arides	122
IV.6.1.1	Performance en conditions climatiques saisonnières constantes	122
IV.6.1.2	Performance en conditions climatiques saisonnières réelles	124
IV.6.2	Stratégie de contrôle pour les conditions climatiques semi-arides	125

## Sommaire

---

<b>IV.7 CONCLUSION .....</b>	<b>129</b>
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE.....</b>	<b>130</b>
<b>RESUME .....</b>	<b>131</b>

## Liste des figures

### Chapitre I

<b>I.1</b> : La part du secteur résidentiel dans la consommation énergétique en 2019. ....	5
<b>I.2</b> : Synthèse des performances des technologies de refroidissement solaire d'après. ....	6
<b>I.3</b> : Classifications du refroidissement par dessiccation. ....	7
<b>I.4</b> : Principe du processus de rafraîchissement de l'air à l'aide d'une roue dessicante. ....	9
<b>I.5</b> : Circuit de traitement de l'air dans une centrale de traitement d'air par dessiccation. ....	9
<b>I.6</b> : Cycle à re-circulation d'air. ....	10
<b>I.7</b> : Cycle de Dunkle. ....	11
<b>I.8</b> : Cycle de SENS. ....	11
<b>I.9</b> : Cycle à deux- étages. ....	12
<b>I.10</b> : Cycle-M. ....	12
<b>I. 11</b> : Exemple de cycle hybride. ....	13
<b>I.12</b> : Détails d'une roue dessicante. ....	15
<b>I.13</b> : Classification des isothermes d'adsorption. ....	16
<b>I.14</b> : Classification des matériaux dessiccatifs avancés. ....	17
<b>I.15</b> : Flux d'air à travers la roue dessicante avec angle de purge. ....	19
<b>I.16</b> : Exemple de la centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation pour une application industrielle. ....	22
<b>I.17</b> : Centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation couplée à une installation solaire. ....	24

### Chapitre II

<b>II.1</b> : L'ensoleillement horizontal global d'été en Algérie. ....	37
<b>II.2</b> : Composantes du rayonnement solaire global. ....	44
<b>II.3</b> : Organigramme des calculs dans le modèle de Capderou. ....	47
<b>II.4</b> : Vue d'ensemble de l'installation de La Rochelle. ....	53
<b>II.5</b> : Flux solaire global capté à La Rochelle durant 3 jours du mois de juillet. ....	53
<b>II.6</b> : Flux solaire global capté à La Rochelle durant 3 jours du mois de septembre. ....	54
<b>II.7</b> : Nuages de points des meilleurs modèles pour les deux jours de calcul. ....	56
<b>II. 8</b> : Comparaison entre les prédictions du modèle Capderou avec les données expérimentales et SoDa. ....	59
<b>II.9</b> : Influence de l'angle d'inclinaison sur la quantité d'énergie solaire reçue à Oum El Bouaghi. ....	60

**Chapitre III**

<b>III.1</b> : Circuit solaire de la centrale de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation du LaSIE.....	68
<b>III.2</b> : Procédures de simulation dans l'Environnement TRNSYS.....	71
<b>III.3</b> : Schéma d'un ballon de stockage à N nœuds.....	74
<b>III.4</b> : Lignes caractéristiques et paramètres d'efficacité dans le modèle de la roue dessicante. .....	77
<b>III.5</b> : Schéma du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation avec les numéros des composants.....	79
<b>III.6</b> : Comparaison entre les températures calculées et réelles de l'installation solaire.....	84
<b>III.7</b> : Protocole expérimental réalisé par Labeled. ....	85
<b>III.8</b> : Modèle de la roue dessicante sous TRNSYS.....	86
<b>III.9</b> : Comparaison entre la simulation de la roue dessicante et les données expérimentales.....	88
<b>III.10</b> : Schéma de la centrale de traitement d'air par dessiccation du LaSIE.....	89
<b>III.11</b> : Schéma du modèle de système de refroidissement par dessiccation sous TRNSYS..	89
<b>III.12</b> : Confrontation des résultats du modèle de système de refroidissement par dessiccation avec les données sur l'humidité absolue de l'air. Journée du 8 juillet. ....	90
<b>III.13</b> : Confrontation des résultats du modèle de système de refroidissement par dessiccation avec les données sur la température de l'air. Journée du 8 juillet.....	91
<b>III.14</b> : Schéma du modèle de simulation du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation sous TRNSYS.....	92
<b>III.15</b> : Comparaison entre les résultats expérimentaux et les prédictions du modèle du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation.....	94
<b>III.16</b> : : Comparaison entre les résultats du modèle de système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation avec les données expérimentales. ....	95

**Chapitre IV**

<b>IV.1</b> : Zones climatique selon Köppen-Geiger . ....	100
<b>IV.2</b> : Données climatiques de la région d'Oum-El-Bouaghi. Première semaine de l'été 2022. .....	101
<b>IV.3</b> : Données climatiques des mois de juillet à septembre 2022 dans la région d'Oum-El-Bouaghi .....	102
<b>IV.4</b> : Évolution des paramètres du système solaire durant la période de stockage.....	103
<b>IV.5</b> : Évolution des paramètres du système solaire pour le premier scénario.....	105

## Liste des figures

---

<b>IV.6</b> : Évolution des paramètres du système solaire pour le deuxième scénario.....	106
<b>IV.7</b> : Évolution des paramètres du système solaire pour le scénario choisi.....	108
<b>IV.8</b> : Conditions de soufflage de l'air en climat semi-aride .....	110
<b>IV.9</b> : Comparatif des efficacités des composants du système SDCS.....	111
<b>IV.10</b> : Conditions de régénération et de soufflage dans le SDCS pour le site d'Oum-El-Bouaghi.....	113
<b>IV.11</b> : Évolution des énergies et de la consommation d'eau dans le SDCS.....	114
<b>IV.12</b> : Coefficients de performances du SDCS et de ses sous-systèmes - Site d'Oum El-Bouaghi - .....	114
<b>IV.13</b> : Conditions de fonctionnement de la RD durant 2 jours du mois de septembre. ....	118
<b>IV.14</b> : Effets de $T_1$ , $X_1$ et $T_{\text{rég}}$ sur l'efficacité $\eta_{\text{RD}}$ de la RD dans les conditions semi-arides. ....	119
<b>IV.15</b> : Effet de l'humidité dans le flux de régénération sur le taux de dessiccation $\Delta X$ . ....	120
<b>IV.16</b> : Schéma du cycle de ventilation amélioré proposé. ....	122
<b>IV.17</b> : Comparaison des taux de dissociation entre le cycle conventionnel et le cycle amélioré.....	123
<b>IV.18</b> : Paramètres de soufflage de l'air dans des conditions climatiques semi-arides réelles. ....	125
<b>IV.19</b> : Comparaison des conditions d'air intérieur et extérieur du 8 septembre selon la stratégie de contrôle adoptée.....	127
<b>IV.20</b> : Représentation des conditions d'air intérieur dans le diagramme psychrométrique : une comparaison avec les limites de confort thermique standard .....	128

## Liste des tableaux

### Chapitre I

<b>I.1</b> : Le coût approximatif des éléments constitutifs d'un DCS.....	21
---	----

### Chapitre II

<b>II.1</b> : Exposant d'Angström et coefficient de turbidité d'Angström pour différentes zones climatiques. ....	42
<b>II.2</b> : Coordonnées géographiques des sites étudiés. ....	51
<b>II.3</b> : Résultats statistiques obtenus avec la méthode isotrope.....	55
<b>II.4</b> : Résultats statistiques pour les jours sélectionnés.....	57

### Chapitre III

<b>III.1</b> : Principales études expérimentales réalisées sur la centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation du LaSIE. ....	67
<b>III. 2</b> : Données sur la roue dessicante avec les caractéristiques de l'air. ....	69
<b>III.3</b> : Bilans de masse et d'énergie, ainsi que l'efficacité énergétique des composants du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation.....	80
<b>III.4</b> : Caractéristique du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation utilisées dans le calcul. ....	82
<b>III.5</b> : Comparaison des résultats de caractérisation de la roue dessicante.....	87
<b>III.6:</b> Indicateurs MAPE et RMSE pour le modèle du système de refroidissement par dessiccation. ....	91
<b>III.7</b> : Indicateurs MAPE et RMSE pour le modèle du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation. ....	95

### Chapitre IV

<b>IV.1</b> : Performances thermiques pour les sites d'Oum El-Bouaghi et de La Rochelle.....	116
<b>IV.2</b> : COP obtenus sur des SDCS.....	117
<b>IV.3</b> : Comparatif des résultats entre le cycle conventionnel et amélioré. Journée du 18 juillet. ....	123
<b>IV.4</b> : Comparatif des performances des deux cycles.....	124

**INTRODUCTION  
GÉNÉRALE**

## **Introduction générale**

La climatisation en période estivale constitue l'un des grands enjeux de la politique énergétique des pays à climat chaud. Les techniques conventionnelles de rafraîchissement de l'air ont montré leurs limites principalement à cause des pics de consommation électrique engendrés par l'utilisation massive de climatiseurs. La technique du « desiccant cooling » ou rafraîchissement de l'air par dessiccation, peut constituer une alternative sérieuse particulièrement dans les régions à fort potentiel solaire comme l'Algérie. Cette solution est d'autant plus attrayante que les besoins en froid coïncident habituellement avec la disponibilité du rayonnement solaire. Elle a un faible coût énergétique et un impact environnemental limité et peut éventuellement donc répondre à une partie de la demande en climatisation sans cesse en augmentation en Algérie.

Ce travail évalue les capacités de rafraîchissement de l'air ainsi que les performances d'une centrale de « desiccant cooling » soumise à des conditions climatiques méditerranéennes semi arides. Il s'agit d'une suite logique à l'étude expérimentale encourageante réalisée sur une centrale de traitement de l'air par dessiccation, de taille réelle, installée au Laboratoire des Science de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE) à l'Université de la Rochelle en France.

Cette étude permet de dépouiller et d'analyser les résultats expérimentaux afin d'en tirer des conclusions sur la validité des résultats de calcul et l'opportunité de réaliser une installation similaire en Algérie. Elle permet également de valider les modèles développés, d'optimiser le fonctionnement des composants et de proposer une stratégie de contrôle performante. Enfin, l'exploitation des résultats trouvés permet de proposer une méthode de dimensionnement des systèmes de rafraîchissement par dessiccation et régénération solaire adaptables aux conditions climatiques des régions semi arides.

Un code de calcul est développé pour sélectionner un modèle performant et calculer le potentiel solaire disponible. La captation et le stockage de l'énergie solaire constituent la pierre angulaire de l'installation. Une étude statistique comparative est nécessaire pour mener à bien cette étape. La validation des résultats s'appuie sur les données expérimentales.

La partie la plus complexe consiste à simuler dynamiquement le fonctionnement complet de la Centrale. Le logiciel TRNSYS est un atout considérable mais pas suffisant pour le calcul. Des programmes complémentaires, essentiellement pour la roue dessiccante (RD) sont nécessairement développés. Le caractère instationnaire du rayonnement solaire, son

## Introduction générale

---

impact sur le stock d'eau chaude de la régénération, la capacité de rafraîchissement de la Centrale et les conditions de soufflage de l'air traité sont mis en valeur et analysés.

Cette étude permet de définir les limites d'applicabilité de ce type de technique de rafraîchissement de l'air et de proposer des solutions innovantes afin d'augmenter son efficacité énergétique.

## Références

- [1] N. Labed, P. Joubert, “Etude des performances d ’ une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation pour des climats chauds et semi-arides,” *Journées Internationales de Thermique (JITH 2017)*, 2017.
- [2] N. Labed, P. Joubert, and M. Burlot, “Des résultats prometteurs pour le rafraîchissement des régions très ensoleillées,” *Revue Générale du Froid*, no. Mars-avril, pp. 32–39, 2018.
- [3] Labed, P. Joubert, “Etude expérimentale d’évaluation du potentiel de rafraîchissement des bâtiments à l’aide d’une centrale de traitement d’air à dessiccation et régénération solaire pour les climats semi-arides,” *16èmes Journées Internationales de Thermique*, 2013.
- [4] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, “Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation,” *Solar Energy*, vol. 83, no. 11, pp. 2059–2073, 2009.
- [5] P. Bourdoukan, E. Wurtz, P. Joubert, and M. Spérandio, “Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the desiccant cooling process: Modelling and experimental results,” *Solar Energy*, vol. 82, no. 12, pp. 1209–1219, 2008.

## **CHAPITRE I :**

**ÉTAT DE L'ART DU RAFRAÎCHISSEMENT  
SOLAIRE DE L'AIR PAR DESSICCATION**

## **I.1 Introduction**

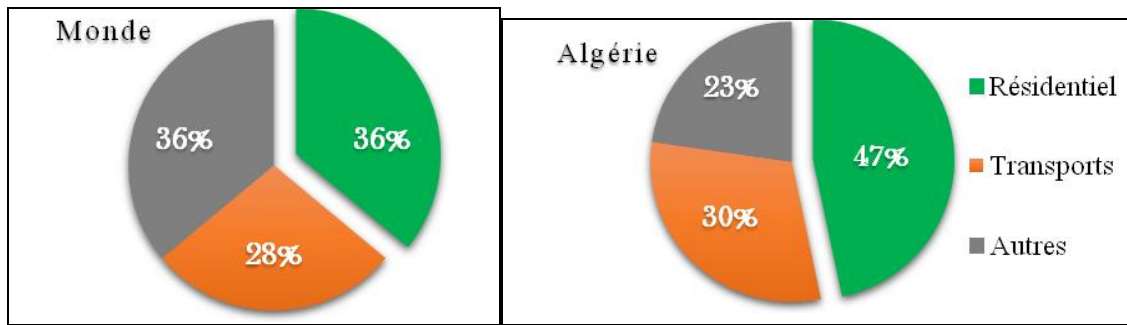
Pour une transition énergétique réussie, l'utilisation de combustibles fossiles doit être réduite avant leur remplacement total par des énergies alternatives plus propres et durables. Dans le domaine du froid, des techniques spécifiques basées sur les énergies renouvelables ont été développées et améliorées. La technologie du refroidissement de l'air par dessiccation solaire « Solar Desiccant Cooling Systems » (SDCS) est prometteuse puisqu'elle offre de multiples avantages et peut constituer une alternative sérieuse aux machines conventionnelles. Dans ce chapitre, nous allons explorer en détail cette technique en mettant l'accent sur ses avantages et les défis associés. Nous en donnerons une vision assez exhaustive de ses variantes et de l'état actuel des recherches dans ce domaine. Bien évidemment, nous aborderons la pertinence de son utilisation pour les conditions climatiques semi-arides qui fait l'objet de ce travail.

## **I.2 Refroidissement de l'air par énergie solaire**

### **I.2.1 Techniques du rafraîchissement solaire de l'air**

La demande de refroidissement et de climatisation connaît une augmentation sans précédent, en parallèle à la croissance démographique, à l'élévation du niveau de vie et aux vagues de chaleur intenses et plus fréquentes. Selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE), l'utilisation des systèmes de climatisation dans le secteur résidentiel, qui comprend les logements publics et commerciaux, a été multipliée par trois entre 1990 et 2018 [1].

À l'heure actuelle, on estime qu'il y a environ 2 milliards d'unités de climatisation en service dans le monde [2], et il est prévu que 40% de la population mondiale sera équipée de climatiseurs d'ici 2030. Selon le rapport de 2019 du ministère Algérien de l'énergie, le secteur résidentiel représente directement et indirectement 47% de la consommation annuelle d'énergie. Ce pourcentage dépasse la moyenne mondiale de l'énergie consommée pour la même année, qui s'élève à 36% (fig I.1) [3]. Près de la moitié de la consommation totale d'électricité est consacrée à la climatisation et à la réfrigération. De plus, plus de la moitié des systèmes de chauffage dépendent des combustibles fossiles, responsables de près de 45% des émissions des bâtiments. Ces émissions représentent à leur tour 39% des émissions mondiales de dioxyde de carbone [4]. Il est donc crucial de traiter sérieusement le problème de l'épuisement des sources d'énergie non renouvelables et de trouver des solutions plus propres et plus durables.



**Figure I.1** : La part du secteur résidentiel dans la consommation énergétique en 2019 [2, 3].

Actuellement, il y a un intérêt croissant pour les systèmes de refroidissement basés sur des sources d'énergie renouvelables telles que l'énergie solaire pour remplacer le refroidissement conventionnel [5]. Ces technologies alternatives sont plus durables et propres. Les systèmes de climatisation alimentés par l'énergie solaire peuvent être classés en systèmes électriques et thermiques (fig I.2). Les systèmes électriques utilisent l'électricité produite par des cellules photovoltaïques pour faire fonctionner des machines frigorifiques conventionnelles. Le coût de ces systèmes reste élevé, avec une efficacité réduite, comparé à celui des systèmes thermiques qui utilisent directement la chaleur du soleil pour produire du froid [6].

Les systèmes thermiques employant des capteurs solaires thermiques peuvent être divisés en deux catégories : les machines thermiques et les systèmes de refroidissement à sorption.

- Les machines thermiques : elles utilisent un moteur thermique pour convertir l'énergie solaire en travail mécanique, qui actionne un compresseur d'une machine frigorifique traditionnelle. Leur rôle est généralement limité à la fourniture de l'eau froide aux centrales de traitement d'air. Semblables aux systèmes à éjection, elles ont l'avantage de produire du froid à partir d'une source de chaleur solaire lorsque les températures dépassent 80°C [7]. Parmi ces machines, on peut citer les moteurs de Rankine et Stirling.
- Les systèmes de refroidissement à sorption thermique sont des technologies qui utilisent des matériaux capables d'absorber ou d'adsorber un fluide. Ils sont généralement utilisés pour le refroidissement ou pour la déshumidification [8]. Ils peuvent être classés en cycles ouverts et cycles fermés (fig I.3).
  - Dans les cycles fermés, l'interaction physique ou chimique entre une paire de matériaux est exploitée pour produire un effet de refroidissement [9]. Ces

systèmes fournissent de l'eau glacée utilisable dans les équipements de conditionnement de l'air. Les systèmes utilisant un couple réfrigérant/liquide absorbant (bromure de lithium, solution saline) sont appelés machines à absorption. Les machines qui utilisent des matériaux sorbants solides tels que les gels de silice ou les zéolithes sont dites à adsorption [10].

- Dans les cycles ouverts, comme les systèmes de dessiccation, l'air est mis en contact direct avec le matériau absorbant. L'eau, en changeant de phase, sert à refroidir l'air soufflé dans la pièce à climatiser. L'absorption est utilisée pour éliminer l'humidité et est combinée avec des systèmes d'évaporation pour traiter le rapport température/humidité [5]. Il existe deux types de cycles ouverts : la dessiccation solide, qui utilise un matériau adsorbant solide dans le processus, et la dessiccation liquide, qui utilise un absorbant liquide dans le processus [6].

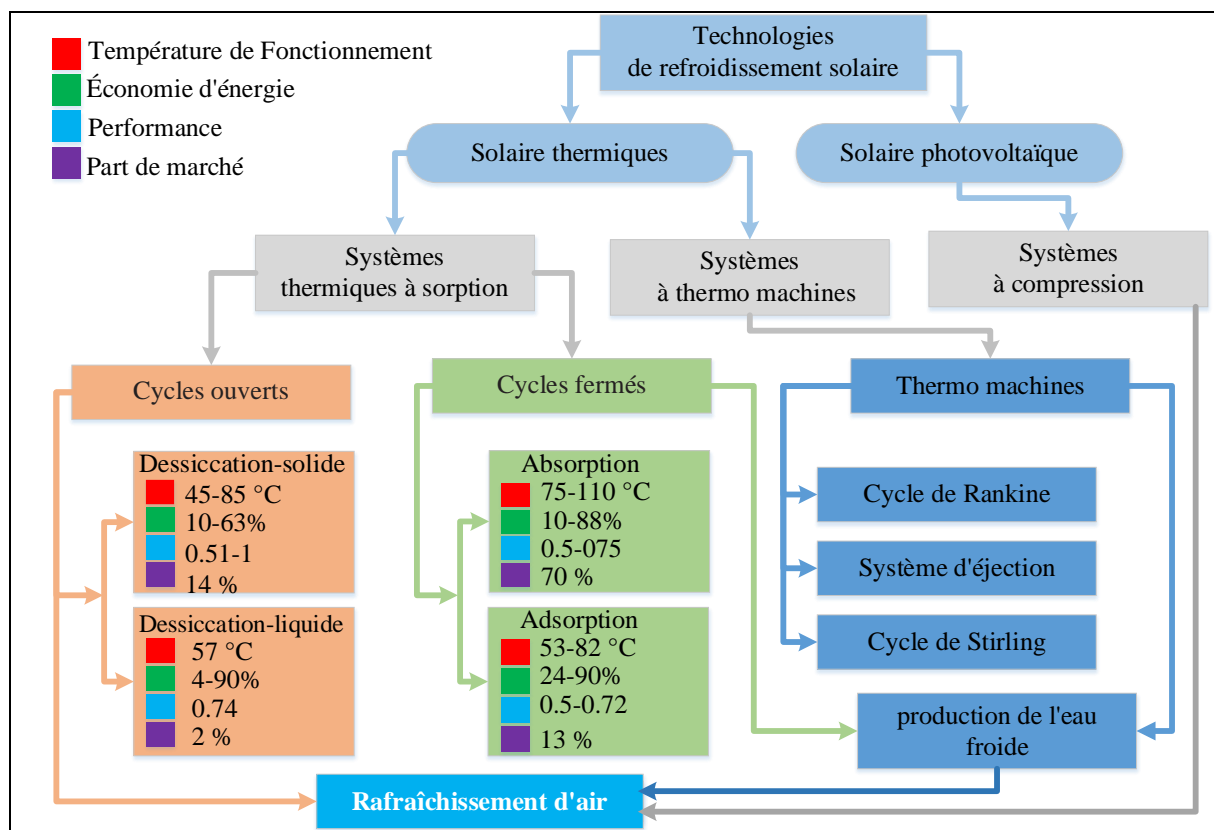


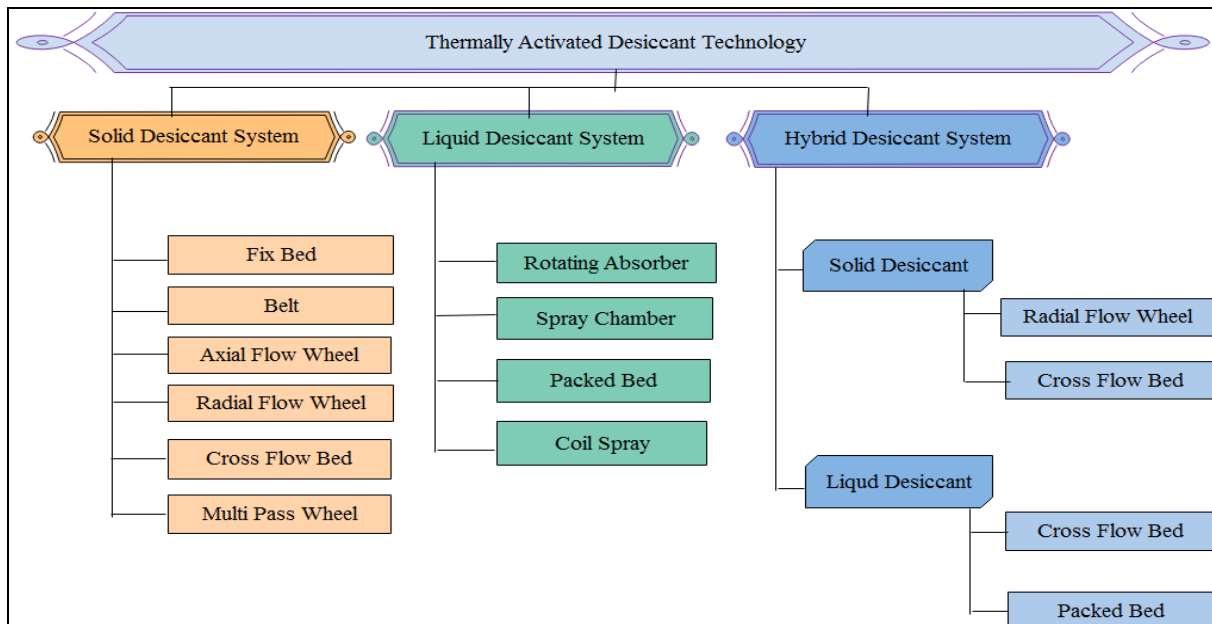
Figure I.2 : Synthèse des performances des technologies de refroidissement solaire d'après [11–14].

Parmi les technologies de refroidissement solaire thermique, les systèmes à absorption ont la plus grande part de marché, suivis par les systèmes à adsorption et les systèmes de dessiccation solide [15]. Ces derniers ont la température de fonctionnement la plus basse

(fig I.2 & I.3), ce qui permet l'utilisation de sources d'énergie renouvelables, telles que l'énergie solaire. Ils permettent d'atteindre une consommation électrique jusqu'à 60% inférieure à celle des systèmes de refroidissement traditionnels [1]. Le coefficient de performance est variable en fonction du type de système et des conditions climatiques, mais il est généralement plus faible que celui des systèmes à compression mécanique [2]. Toutefois, il faut tenir compte du fait que l'énergie solaire est gratuite et non polluante.

### I.2.2 Techniques du rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation SDCS

Le SDCS est une technologie innovante qui permet de rafraîchir une ambiance en utilisant les changements d'état de l'eau et l'exploitation de l'énergie solaire [16]. Les deux méthodes les plus courantes pour y parvenir sont l'utilisation de dessiccant liquide ou solide [13]. Dans le premier cas, un dessiccant liquide, tel que le chlorure de lithium, est utilisé pour absorber l'humidité de l'air et est régénéré par chauffage [17]. Pour le deuxième cas, on emploie un dessiccant solide, tel que le gel de silice pour assécher l'air et est régénéré par ventilation ou en faisant circuler de l'air à travers à une humidité réduite [18]. Les études ont montré que les systèmes de dessiccant liquide ont l'avantage de pouvoir gérer des charges d'humidité plus élevées, mais ils peuvent être plus complexes et coûteux à exploiter [19]. En revanche, les systèmes à dessiccants solides sont plus simples et moins chers à exploiter, mais ils peuvent être limités être en dessiccation [20].



**Figure I.3 :** Classifications du refroidissement par dessiccation [21].

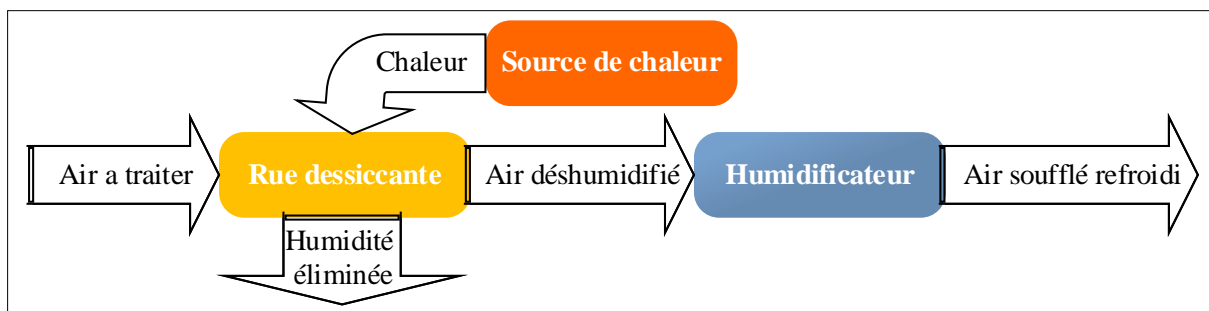
La figure I.3 illustre une synthèse bibliographique des techniques de traitement de l'air par dessiccation.

### I.3 Rafraîchissement de l'air par dessiccation solide DCS

Les débuts du système de refroidissement par dessiccation solide "Desiccant cooling system" (DCS) sont venus après le développement du refroidisseur par évaporation dans les années trente du siècle dernier. Le principe de fonctionnement de ce dernier dépend du transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau. Lorsqu'un flux d'air pénètre dans un espace où l'eau est pulvérisée, il cède une partie de sa chaleur sensible à l'eau, sous forme de chaleur latente, pour qu'elle s'évapore. L'humidité de l'air augmente et le processus s'arrête lorsque l'air devient saturé [22]. L'inconvénient de cette technique de refroidissement de l'air est qu'elle perd en efficacité avec l'augmentation de l'humidité de l'air, rendant sa pratique plus adaptée aux climats chauds et secs [23]. Pour élargir sa zone d'application, il était donc nécessaire d'utiliser des dessiccants régénératifs solides pour la déshumidification et les intégrer dans les centrales de traitement d'air [24]. Le concept de DCS a été introduit pour la première fois par Hausen (1935) qui a eu l'idée de combiner les dessiccants régénératifs solides (roues dessiccantes) aux systèmes de climatisation [22]. De nombreux inventeurs ont tenté de développer des dispositifs commerciaux du DCS, mais ce n'est qu'en 1955 que Pennington a proposé le premier cycle de refroidissement par dessiccation [25]. Dunkle (1965) a également suggéré un cycle similaire, en discutant de la possibilité d'une recirculation de l'air et d'un échangeur de chaleur supplémentaire [26]. Depuis lors, de nombreux efforts ont été déployés pour améliorer les performances des déshumidificateurs à dessiccant et différentes configurations des DCS [27].

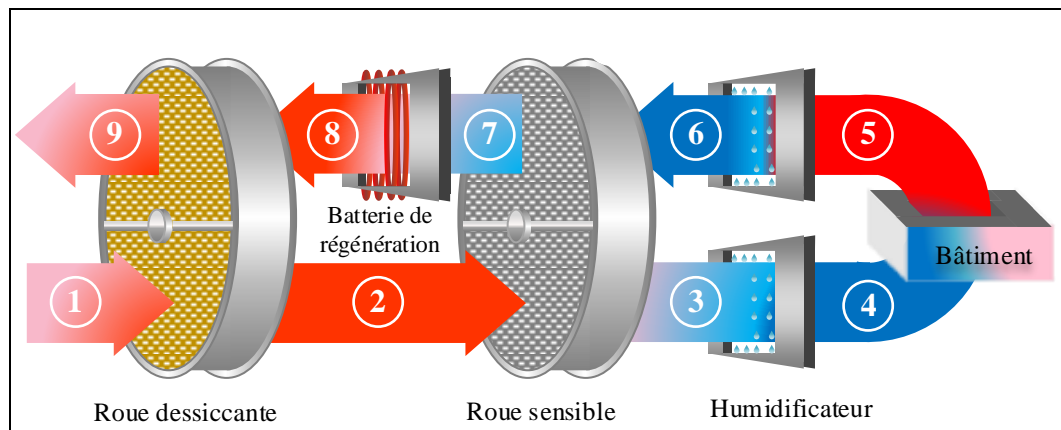
#### I.3.1 Principe de fonctionnement

Le refroidissement par dessiccation solide repose principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour rafraîchir l'air. Afin de maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, l'air est d'abord desséché dans une roue à dessiccation, qui est ensuite régénérée par une source de chaleur [21] (fig I.4).



**Figure I.4 :** Principe du processus de rafraîchissement de l'air à l'aide d'une roue dessiccante.

Une centrale de traitement d'air par dessiccation (DCS) se compose principalement de trois éléments : un déshumidificateur pour éliminer l'humidité du flux d'air entrant à l'aide d'un matériau dessiccant, une unité de traitement d'air pour refroidir et humidifier l'air entrant, et une source de chaleur pour régénérer le matériau dessiccant [51]. Cette régénération permet au matériau de continuer à adsorber la vapeur d'eau, assurant ainsi une déshumidification continue.



**Figure I.5 :** Circuit de traitement de l'air dans une centrale de traitement d'air par dessiccation.

Dans le DCS, il y a deux flux d'air en sens inverse (fig I.5). Du côté de l'air de process, l'air extérieur, à l'état (1), traverse une RD où son humidité est réduite et sa température augmentée à l'état (2). Il est ensuite refroidi sensiblement dans l'échangeur de chaleur rotatif (roue sensible RS) pendant le processus (2-3). L'air poursuit son refroidissement dans un humidificateur adiabatique (3-4) avant d'être insufflé dans le bâtiment.

Du côté de l'air de régénération, l'air extrait du bâtiment, à l'état (5), est refroidi et humidifié dans un deuxième humidificateur pour abaisser sa température et augmenter sa capacité de refroidissement à l'état (6). Il traverse ensuite la partie haute de l'échangeur RS (6-7) où il cède une partie de sa fraîcheur à l'air du process. Il est ensuite réchauffé par une batterie chaude de régénération (BR) (7-8) pour atteindre une température suffisante pour désorber les molécules d'eau retenues dans les pores de la RD. Il passe alors dans la RD (8-9) où il régénère le matériau dessiccant. Enfin, l'air est rejeté à l'extérieur avec une température et une humidité plus élevées que l'air ambiant.

### I.3.2 Cycles de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide

Le rafraîchissement de l'air par dessiccation solide est une technique qui utilise un matériau solide capable d'absorber l'humidité de l'air. Grâce à l'emploi des énergies

renouvelables pour la régénération du matériau dessiccant, elle permet d'avoir une solution alternative aux systèmes de climatisation conventionnelles. Dans la littérature spécialisée, on trouve de nombreuses méthodes (cycles) de traitement. Elles sont adaptées à des besoins spécifiques en fonction des conditions climatiques ou des charges thermiques des bâtiments. Dans ce qui suit, nous allons en présenter les plus pertinents.

### I.3.2.1 Cycle de Pennington

C'est l'un des premiers et des plus célèbres cycles de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide. Il est également appelé cycle de ventilation « tout air neuf » [25]. C'est le même cycle que nous avons mentionné dans la section précédente (fig I.5). Ce cycle est connu pour ses faibles performances et sa compatibilité limitée avec les climats tempérés [52]. Le DCS de l'Université de La Rochelle, dont les données expérimentales ont beaucoup servies dans cette étude, a été construite selon ce cycle [51].

### I.3.2.2 Cycle à re-circulation

C'est une des premières améliorations du cycle de Pennington. Il est particulièrement adapté aux climats humides et aux bâtiments à forte charge latente. L'air ambiant est utilisé pour la récupération de la chaleur sensible et est ensuite rejeté vers l'extérieur (fig I.6).

Ce cycle permet d'obtenir des conditions de soufflage de l'air plus favorables grâce à une température de régénération plus basse, ce qui se traduit par un meilleur coefficient de performance [53].

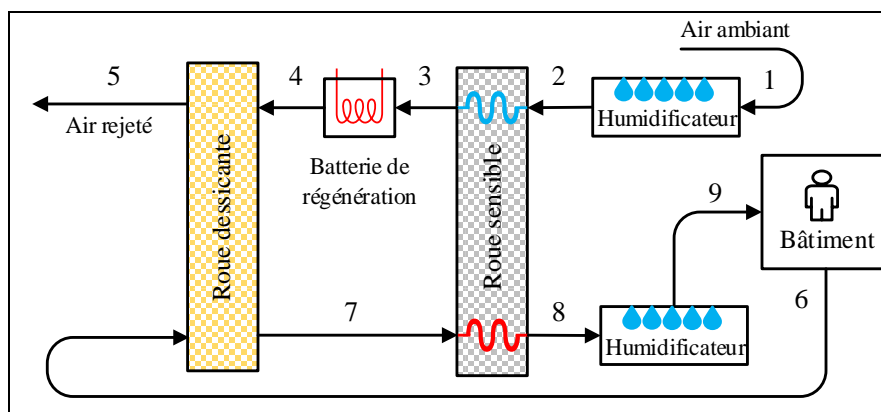


Figure I.6 : Cycle à re-circulation d'air.

### I.3.2.3 Cycle de Dunkle

Le cycle de Dunkle est une variante du cycle de Pennington, qui emploie un échangeur de chaleur supplémentaire pour améliorer les performances en termes de récupération de



### 1.3.2.5 Cycles à deux-étages

L'avantage principal de ces cycles est qu'ils peuvent fonctionner avec une température de régénération du dessiccant nettement inférieure à celle d'un système conventionnel à un seul étage [56]. L'installation comprend deux RD, deux RS, deux BR et quatre HUM (fig I.9). L'air de régénération à haute température permet au dessiccant de capter l'humidité de l'air traité et de le déshumidifier efficacement. L'air traité à haute température sortant de la RD est utilisé pour préchauffer l'air de régénération [57].

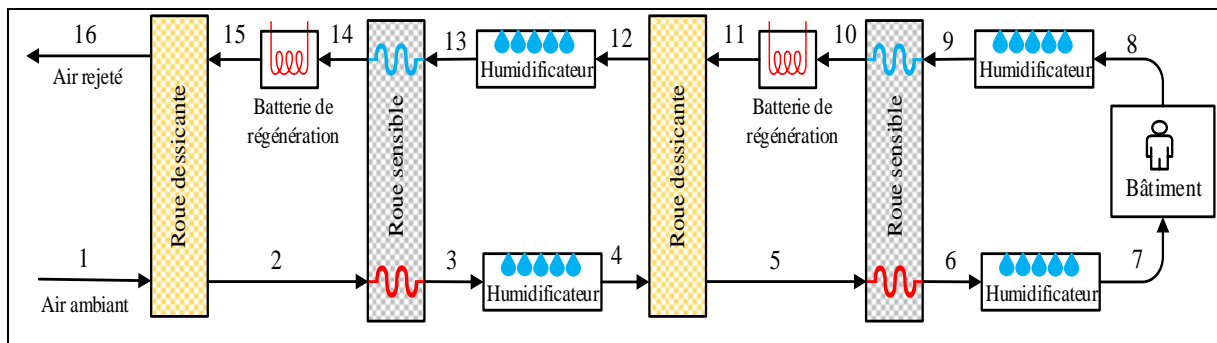


Figure I.9 : Cycle à deux-étages.

### 1.3.2.6 Cycle-M

Le cycle Maisotsenko (Cycle-M) a été proposé pour améliorer les performances énergétiques des DCS dans les zones humides [58]. Il utilise un échangeur de chaleur et de masse qui offre une efficacité supérieure à celle des DCS classiques. L'échangeur est divisé en deux parties, comprenant des canaux secs et humides (fig 1.10). La partie produit refroidit l'air distribué aux occupants, tandis que la partie initiale pré refroidit l'air de travail en le faisant passer par des canaux secs avant qu'il n'entre dans la partie humide par des trous perforés [59].

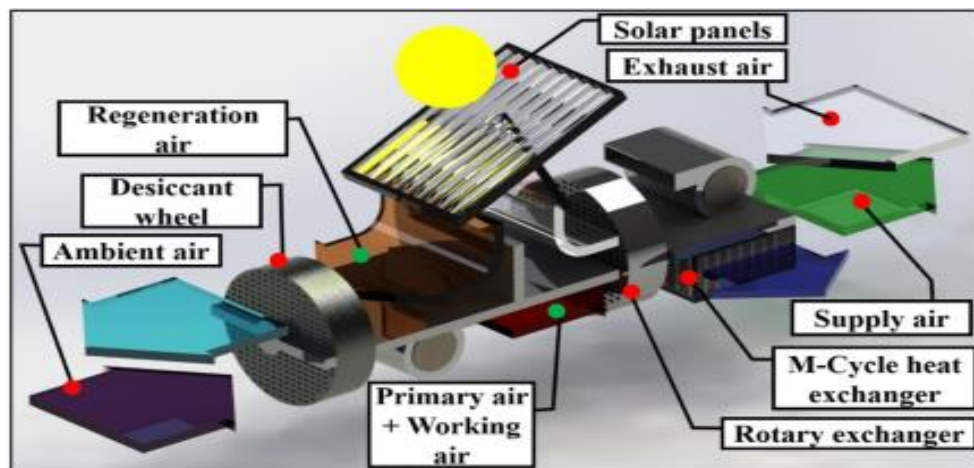


Figure I.10 : Cycle-M [59].

## I.3.2.7 Cycle hybride

Les systèmes de refroidissement hybrides combinent deux ou plusieurs modes de refroidissement pour réduire la consommation d'eau et d'énergie [45,46]. Ils associent un système de déshumidification à dessiccant solide avec une machine frigorifique à compression de vapeur (VCR) (fig I.11). Le dessiccant solide est utilisé pour éliminer l'humidité de l'air, tandis que le système VCR traite la chaleur sensible. Il s'agit donc d'un système de climatisation innovant qui permet de contrôler indépendamment la température et l'humidité de l'air. Ces systèmes ont également l'avantage de pouvoir être alimentés par une source de chaleur résiduelle ou l'énergie solaire [61].

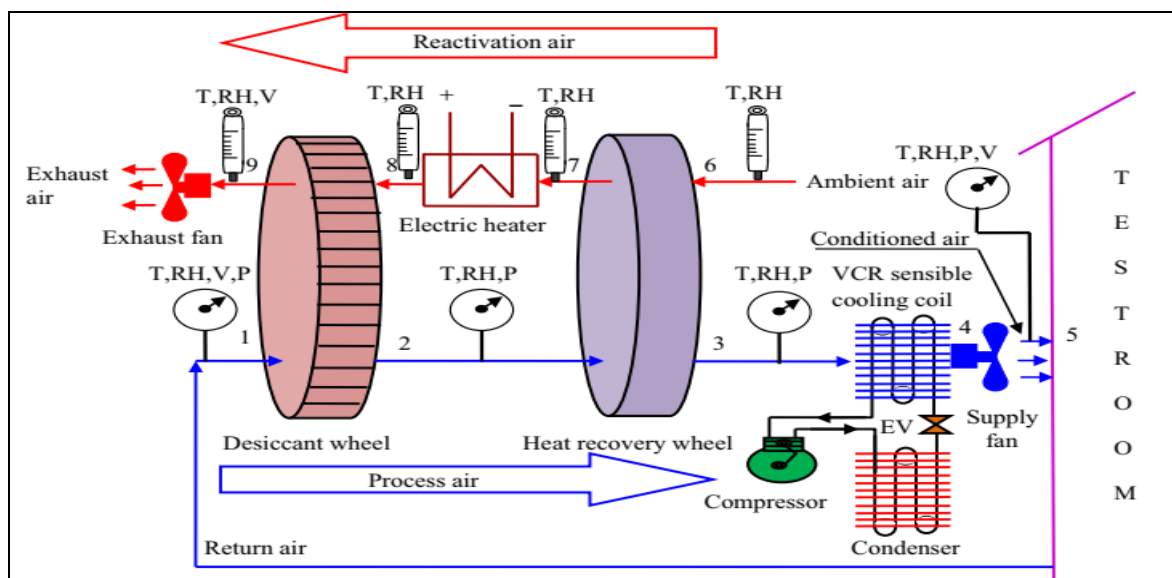


Figure I.11 : Exemple de cycle hybride [61].

## I.3.3 Analyse critique des cycles de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide

L'analyse critique des différents cycles de DCS est essentielle pour évaluer leur efficacité et leur adaptabilité aux conditions climatiques spécifiques. D'après ce qui précède, nous pouvons distinguer trois types de cycles : ceux qui utilisent l'air extérieur, appelés cycles de ventilation, ceux qui recyclent l'air intérieur, appelés cycles de re-circulation, et ceux qui combinent un système de dessiccation solide avec un système frigorifique conventionnel, appelés cycles hybrides.

Les cycles de ventilation, tels que le cycle de Pennington, ont des performances limitées dans des conditions climatiques à forte humidité. Ce cycle a une faible efficacité énergétique et une compatibilité restreinte avec les climats tempérés. Les cycles de re-circulation, tels que le cycle de Dunkle, sont particulièrement adaptés aux climats humides et aux bâtiments à forte

charge latente. Ce cycle permet d'obtenir des conditions de soufflage de l'air plus favorables grâce à une température de régénération plus basse, ce qui se traduit par un meilleur coefficient de performance. Cependant, ces cycles sont généralement plus coûteux à installer et plus volumineux. De plus, ils ne fournissent pas d'air frais, ce qui peut entraîner des problèmes de qualité de l'air intérieur.

Les cycles hybrides pourraient être prometteurs à l'avenir pour aider les méthodes de refroidissement conventionnelles à se débarrasser des charges latentes, en particulier dans des conditions climatiques humides. Il s'agit d'un système de climatisation qui permet de contrôler indépendamment la température et l'humidité de l'air. Ils ont également l'avantage de pouvoir être alimentés par une source de chaleur résiduelle ou l'énergie solaire.

#### *1.3.3.1 Pertinence des différents cycles pour les conditions climatiques semi-arides*

Après cette revue détaillée des différents cycles existants, il paraît évident que les cycles de ventilation sont les plus pertinents et adaptés pour les conditions climatiques semi-arides. Cela est dû à leurs caractéristiques qui conviennent parfaitement à ce type de climat, comme l'utilisation de l'air extérieur, qui est généralement à faible humidité dans les climats semi-arides. Cela permet d'éviter les surcharges latentes du système et d'assurer des conditions de ventilation confortables. De plus, les cycles de ventilation bénéficient également de l'importante disponibilité d'énergie solaire dans les climats semi-arides pour fournir de l'énergie appropriée pour le fonctionnement de la RD. En résumé, on estime que les cycles de ventilation sont la solution la plus adaptée aux conditions climatiques semi-arides. Il est possible que d'autres cycles soient également adaptés à ce climat, mais le cycle de ventilation reste le plus approprié en termes de qualité de l'air et de coût. Il convient également de mentionner que les cycles hybrides peuvent constituer une solution potentielle pour l'avenir en raison de leurs avantages en termes d'économie d'énergie et de contrôle indépendant des paramètres de l'air.

#### **1.3.4 Propriétés et performances de la roue dessiccante**

La roue dessiccante (RD) est un échangeur de chaleur et de masse rotatif qui joue un rôle essentiel dans la technique de rafraîchissement de l'air par dessiccation solide. Elle a été inventée en 1933 par Miller et Fonda [28]. La RD est composée de nombreux canaux qui permettent l'échange d'humidité entre l'air qui la traverse. Les parois des canaux sont constituées d'un matériau de support recouvert ou imprégné d'un matériau dessiccant. La section transversale d'un canal d'air est sinusoïdale. Un moteur assure une rotation lente de la

RD pour permettre la continuité du processus de traitement de l'air (fig I.12). Le dessiccant adsorbe une partie de la vapeur d'eau lorsque l'air neuf et humide le traverse en raison de la différence de pression de vapeur entre le matériau et l'air. La pression de vapeur dans l'air extérieur étant plus élevée, les molécules d'eau passent de l'air au dessiccant, éliminant ainsi l'humidité de l'air. La vapeur d'eau est désorbée du dessiccant par l'air chaud de régénération [29].

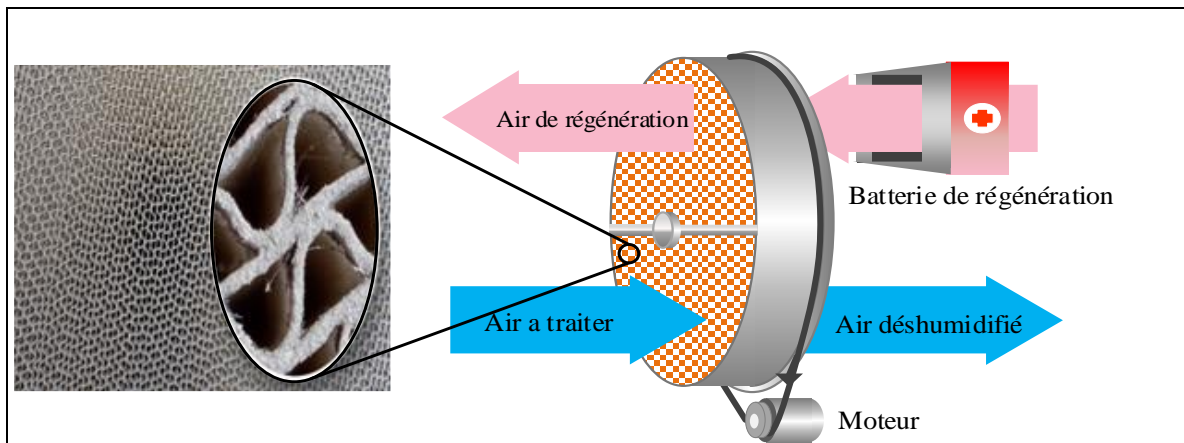


Figure I.12 : Détails d'une roue dessiccante [24 ,25].

#### I.3.4.1 Matériaux utilisés dans la roue dessiccante

La déshumidification par dessiccant est basée sur le mécanisme qu'un matériau poreux hydrophile attire et retient facilement la vapeur d'eau et qu'un flux d'air chaud et sec évapore ces molécules et les transporte hors du système. Ceci est réalisé par un cylindre rotatif de matériau poreux, qui est divisé en deux secteurs (fig I.12). Le dessiccant peut être un gel de silice, du chlorure de lithium ou un autre matériau hygroscopique [32]. Le processus de déshumidification et de régénération implique des transferts couplés et complexes de chaleur et de masse entre l'air et le dessiccant [18].

Afin d'optimiser les performances de la RD, le développement de matériaux dessiccants performants est nécessaire. Ces substances sont évaluées selon des critères tels que la capacité d'adsorption, la température de régénération, la durée de vie, la durabilité ainsi que le coût [33]. Les isothermes d'adsorption peuvent également être utilisés pour évaluer à la fois la capacité de déshumidification et de régénération des matériaux dessiccants et pour caractériser leurs propriétés.

L'adsorption est le processus par lequel un matériau poreux attire et retient les molécules d'eau sur sa surface. Ce processus est influencé par la température, la pression et la concentration du soluté dans le solvant [34]. Les isothermes d'adsorption sont des courbes qui

représentent la relation non linéaire entre la quantité de vapeur d'eau adsorbée par un matériau poreux et la pression relative de vapeur d'eau à une température constante [35]. Selon la classification de l'IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry), il existe six types caractéristiques d'isothermes d'adsorption (fig I.13) [36].

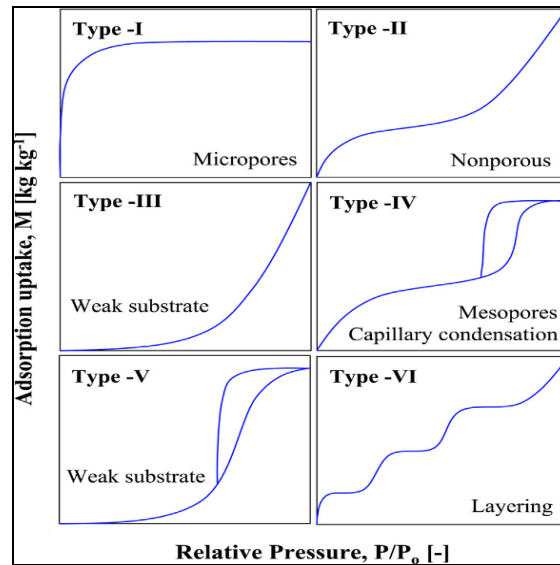


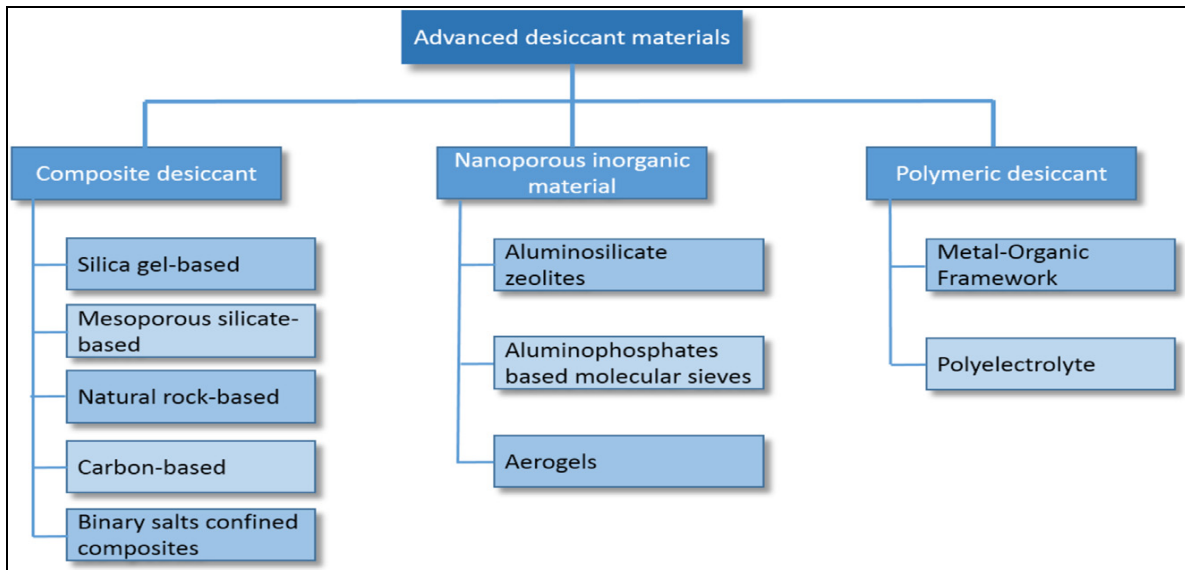
Figure I.13 : Classification des isothermes d'adsorption [37].

Le type-V se caractérise par une courbe sigmoïde, qui indique un effet coopératif entre les molécules adsorbées. L'adsorption d'une molécule augmente l'affinité du dessiccant pour la molécule suivante, ce qui entraîne une forte capacité d'adsorption à basse pression relative. Ceci est avantageux pour les DCS, car il permet une déshumidification efficace de l'air, à basse température de régénération [38]. De plus, il peut également présenter une hystérésis, ce qui signifie que la courbe de désorption est différente de la courbe de régénération. Ceci peut être utile pour le stockage d'énergie, car le dessiccant peut retenir une grande quantité de vapeur d'eau même après le cycle de régénération [39].

Parmi les matériaux dessiccants qui appartiennent à ce type d'isotherme (fig I.13) le gel de silice (SG). C'est un matériau poreux hydrophile, qui peut adsorber jusqu'à 40% de son poids sec en eau et qui est un dessiccant stable [40]. Il est non toxique et certifié pour avoir un effet bactéricide sur les contaminants [35]. Il peut être combiné ou imprégné avec d'autres dessiccants, pour augmenter sa capacité d'adsorption ou réduire sa température de régénération [38].

Parmi les études qui se sont focalisées sur le SG, on peut citer par exemple celle de Zhang et al (2006) [41], qui ont comparé expérimentalement les performances du SG et du chlorure de calcium ( $\text{CaCl}_2$ ) ainsi que du dessiccant composé de fines couches de SG

imprégnées de chlorure de calcium (SG-CaCl<sub>2</sub>). Dans leur conclusion, ils affirment que le SG-CaCl<sub>2</sub> peut atteindre l'équilibre en un temps très court, et une amélioration significative de la déshumidification par rapport au SG seul. Wang et al (2005) [42], ont comparé dans une étude expérimentale les performances de deux RD, l'une au SG et l'autre composée d'un nouveau dessiccant à base de solution de chlorure de lithium et de SG. Ils ont constaté que la RD améliorée était supérieure et pouvait éliminer jusqu'à 50% d'humidité de l'air en plus et pouvait être régénérée à une température plus basse.



**Figure I.14 :** Classification des matériaux dessiccants avancés [39].

Il existe d'autres dessiccants, tels que les zéolithes, l'alumine activée et le charbon actif. Malgré la température relativement basse de leur régénération, leurs capacités d'adsorption restent limitées [43]. Avec le développement de la science des matériaux, plusieurs nouveaux types de dessiccants solides ont été développés et étudiés. Zheng et al (2014) [39], ont réalisé une revue complète des dessiccants nouvellement développés. Ils affirment que le fait de soutenir les matériaux dessiccants composites avec des sels imprégnés améliore leur capacité d'adsorption, et que les composites d'argile et de sel de chlore peuvent être régénérés à une température plus basse. Une synthèse bibliographique sur les nouveaux matériaux dessiccants est présentée sur la figure I.14.

#### *1.3.4.2 Efficacité de la roue dessiccante*

La roue dessiccante (RD) représente le cœur du système de rafraîchissement et ses performances influent considérablement sur le rendement global de l'installation. Son dimensionnement optimal, en fonction des conditions de son fonctionnement, est une part importante du projet.

L'efficacité d'une RD est déterminée par sa capacité d'adsorption d'humidité, qui peut être exprimée en utilisant des indicateurs tels que le taux de dessiccation ou l'indice de capacité d'élimination de l'humidité (Moisture Removal Capacity MRC). Ce dernier est calculé en utilisant l'équation [44] :

$$MRC = \dot{m}_{air} \cdot \Delta X = \dot{m}_{air} \cdot (X_e - X_s) \quad (I. 1)$$

L'efficacité de la RD peut également être définie en termes d'échange d'énergie sensible et latente entre les flux d'air de processus et de régénération. Il existe trois types d'efficacité : l'efficacité thermique ( $\eta_{RD,T}$ ), l'efficacité de déshumidification ( $\eta_{RD,X}$ ) et l'efficacité de régénération ( $\eta_{RD,h}$ ) [46, 47]. L'efficacité thermique mesure la capacité de la RD à transférer la chaleur sensible entre les flux d'air, l'efficacité de déshumidification donne la capacité de la RD à éliminer l'humidité de l'air et l'efficacité de régénération est le rapport entre la quantité d'humidité éliminée par la quantité d'énergie thermique fournie pendant la régénération. Ces efficacités peuvent être calculées à partir des expressions [45] :

$$\eta_{RD,T} = \frac{T_{p,s} - T_{p,e}}{T_{r,s} - T_{p,e}} \quad (I. 2)$$

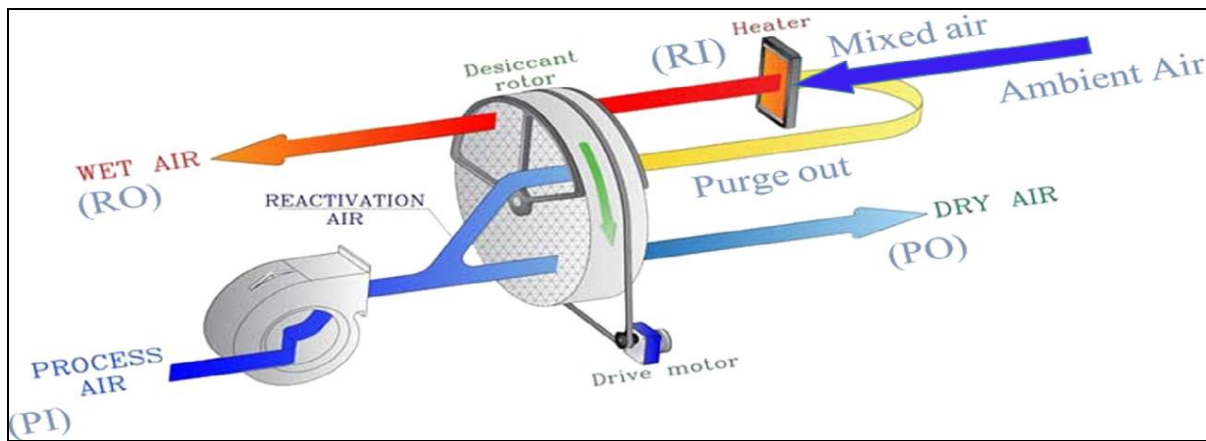
$$\eta_{RD,X} = \frac{X_{p,e} - X_{p,s}}{X_{p,e} - X_{p,s,ideal}} \quad (I. 3)$$

$$\eta_{RD,h} = \frac{(X_e - X_s)h_{fg}}{h_{r,s} - h_{r,e}} \quad (I. 4)$$

- $\dot{m}_{air}$  : débit massique de l'air de processus, [kg/s]
- $T_{p,e}$ ,  $T_{p,s}$  et  $T_{r,s}$  : températures de l'air de processus et de régénération à l'entrée et à la sortie de la RD, respectivement, [°C]
- $h_{r,e}$  et  $h_{r,s}$  : enthalpies spécifiques de l'air de régénération à l'entrée et à la sortie de RD, [kJ/kg<sub>as</sub>]
- $X_{p,e}$ ,  $X_{p,s}$  : sont les humidités absolues de l'air de processus à l'entrée et à la sortie de RD, respectivement.  $X_{p,s,ideal}$  : est la spécificité idéale du flux d'air à la sortie de RD (Zéro est pris pour une déshumidification complète), [g/kg<sub>as</sub>]
- $h_{fg}$  : chaleur latente de vaporisation, [kJ/kg<sub>as</sub>]

#### I.3.4.3 Analyse des facteurs déterminants pour l'efficacité de la roue dessiccante

L'efficacité d'une RD dépend de plusieurs facteurs tels que les propriétés de l'air traité (température, débit), de sa vitesse de rotation, du rapport des sections déshumidification/régénération, de la géométrie de la RD, de l'épaisseur de la couche de dessiccant et de l'angle de purge (l'angle entre la section de régénération et la section de traitement qui sert à évacuer l'humidité résiduelle du matériau dessiccant) (fig I.15).



**Figure I.15** : Flux d'air à travers la roue dessiccante avec angle de purge [50].

A travers notre recherche bibliographique sur les techniques des RD, spécifiquement les références [34–36, 44, 47-48, 51], on peut dégager plusieurs conclusions :

- Les sections déshumidification/régénération doivent être égales pour limiter la température de régénération nécessaire ;
- L'épaisseur de la RD a une forte influence sur la vitesse de rotation optimale. Plus l'épaisseur est élevée, plus la vitesse optimale sera faible ;
- La température de sortie d'air traité augmente lorsque la température et l'humidité dans l'entrée d'air augmentent et que la température et le débit de régénération diminuent ;
- Si la température de régénération passe de 70°C à 140°C, la capacité d'élimination de l'humidité augmente en moyenne d'environ 2,065 g/kg<sub>as</sub> pour le cas du gel de silice ;
- Afin d'éviter une saturation de la RD, la vitesse de rotation doit être accrue quand l'humidité de l'air traité diminue et que la température de régénération augmente. Elle doit être réduite dans le cas contraire pour lui donner le temps d'éliminer l'humidité ;
- L'angle de purge optimal procure des conditions satisfaisantes pour l'air traité et améliore la déshumidification et les performances énergétiques sans nécessiter une augmentation significative de la taille de la RD ;
- On a remarqué que la déshumidification est plus efficace quand la rotation se fait dans le sens des aiguilles d'une montre, car cela permet au RD de contacter l'air le plus sec à la fin du secteur de traitement et l'air le plus humide au début du secteur de régénération (voir fig I.15). Toutefois, cela entraîne une légère augmentation de l'effet de la différence d'angle de purge.

En définitive, on peut dire que l'obtention d'un point de fonctionnement optimal reste difficile en raison de l'interaction entre ces facteurs.

### I.3.5 Coefficient de performance du système

Le système de refroidissement a besoin d'énergie pour maintenir sa capacité de refroidissement optimale. L'efficacité du système peut être évaluée en fonction des conditions climatiques choisies en utilisant le coefficient de performance (COP) [62]. Il est possible de mesurer l'efficacité du système en utilisant le coefficient de performance thermique ( $COP_{th}$ ), qui est défini comme le rapport entre la puissance de refroidissement produite ( $Q_{ref}$ ) et l'énergie requise pour sa régénération ( $Q_{rég}$ ).

$$COP_{th} = \frac{Q_{ref}}{Q_{rég}} \quad (I. 5)$$

La chaleur consommée pour la régénération  $Q_{rég}$  est déterminée par :

$$Q_{rég} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \frac{(T_{rég} - T_{e,BR})}{\varepsilon_{BR}} \quad (I. 6)$$

Où :

- $T_{reg}$  : Température de régénération, [°C]
- $T_{e,BR}$  : Température de l'air à l'entrée de la batterie de régénération, [°C]
- $\varepsilon_{BR}$  : Efficacité de la batterie de régénération.

Pour évaluer la capacité de refroidissement d'un système, il est nécessaire de combiner les puissances frigorifiques sensible ( $Q_{sen}$ ) et latente ( $Q_{lat}$ ). La puissance frigorifique sensible peut être calculée en comparant les charges sensibles de l'air à l'entrée et à la sortie du bâtiment ( $\Delta h_{bât}$ ) [62] ou en comparant les charges sensibles retirées de l'air extérieur, en fonction de la différence d'enthalpie entre l'air ambiant ( $h_{amb}$ ) et l'air soufflé ( $h_{souf}$ ). La puissance frigorifique latente peut être calculée en comparant les charges latentes de l'air à l'entrée et à la sortie du bâtiment ( $\Delta X_{bât}$ ) ou en comparant les charges latentes retirées de l'air extérieur, en fonction de la différence d'humidité entre l'air ambiant ( $X_{amb}$ ) et l'air soufflé ( $X_{souf}$ ) [63-64]. D'après les équations ci-dessous :

$$Q_{sen,Bât} = \dot{m}_{air} \Delta h_{Bât} \quad (I. 7)$$

$$Q_{sen,amb} = \dot{m}_{air} (h_{amb} - h_{souf}) \quad (I. 8)$$

$$Q_{lat,Bât} = \dot{m}_{air} \Delta H_{cond} \Delta X_{Bât} \quad (I. 9)$$

$$Q_{lat,amb} = \dot{m}_{air} \Delta H_{cond} (X_{amb} - X_{souf}) \quad (I. 10)$$

- $\Delta H_{cond}$  : Chaleur de condensation de l'eau à 24 °C [kJ/kg]

La performance globale d'un système de refroidissement ( $COP_T$ ) est calculée en divisant la puissance de refroidissement par la consommation totale d'énergie (chaleur de régénération ( $Q_{rég}$ ) et puissance électrique ( $P_{elec}$ )) dans le système [65] :

$$COP_T = \frac{Q_{ref}}{Q_{rég} + P_{elec}} \quad (I. 11)$$

Pour notre étude, nous avons choisi d'utiliser l'équation (I.8) pour évaluer la capacité de refroidissement du système puisqu'elle représente mieux la capacité du système à évacuer la chaleur du bâtiment. À l'inverse, l'équation (I.7) est basée sur des valeurs modifiées expérimentalement et peut être affectée par divers facteurs tels que les sources de chaleur humaine et matérielle, ainsi que la résistance thermique du bâtiment.

### I.3.6 Coûts et facteurs économiques

Le coût d'une centrale de traitement d'air par dessiccation dépend des caractéristiques techniques de l'unité, telles que sa taille, le type de dessiccant utilisé et les options et fonctionnalités incluses. Ces systèmes sont utilisés pour la climatisation et le chauffage dans les bâtiments résidentiels et commerciaux. Ils sont également utilisés dans diverses industries, notamment chimique, pharmaceutique, alimentaire et de boissons, construction, textile et centres de données, où le contrôle de l'humidité et la qualité de l'air sont essentiels.

Il existe des fabricants de renom tels qu'AOBOCS en Chine [66], Bry-Air aux États-Unis [67] et Drystar en Inde [68]. Le prix des RD et RS varie également en fonction de leur taille et du matériau de construction, avec ou sans moteur et cadre. Le tableau ci-dessous présente la fourchette de prix des éléments de base d'un système selon le site "<https://www.made-in-china.com>". D'après ce site web, le coût des unités de traitement de l'air équipées d'une RD peut aller de 10 000 \$ à plus de 100 000 \$, selon les spécifications de l'unité. Il faut noter qu'en plus du coût de l'unité, il y a d'autres dépenses qui comprennent les canaux d'air, l'installation, le contrôle et l'unité solaire dans le cas d'un système à énergie renouvelable. Le total de ces coûts peut atteindre le prix du DCS ou le dépasser [69].

**Tableau I.1** : Le coût approximatif des éléments constitutifs d'un DCS.

Élément	Roue dessiccante	Roue sensible	Humidificateur	Ventilateur
Prix (\$)	1000 → 8000	500 → 8000	200 → 350	100 → 300

En général, DCS ont un coût d'acquisition plus élevé que les installations conventionnelles. Cependant, les économies d'énergie réalisées sur le long terme par les systèmes dessiccants peuvent compenser le coût initial plus élevé. De plus, la capacité des

DCS à améliorer la qualité de l'air intérieur peut également justifier l'investissement initial plus élevé dans certaines applications telles que les hôpitaux ou les salles propres.



**Figure I.16** : Exemple de la centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation pour une application industrielle [67].

### I.3.7 Avantages et inconvénients

La technologie de refroidissement de l'air par dessiccation solide est une solution durable pour assurer le confort thermique dans les bâtiments. Parmi ses avantages, on peut citer :

- ✓ La possibilité de traiter les charges sensibles et latentes indépendamment ;
- ✓ La capacité d'être alimenté par de l'énergie à faible coût, en particulier l'énergie solaire ou la chaleur perdue par un processus industriel ;
- ✓ Le fait d'avoir un coefficient de performance relativement faible mais raisonnable si on tient compte de "la gratuité" et de la disponibilité de l'énergie solaire utilisée pour la régénération ;
- ✓ Le respect de l'environnement grâce à l'utilisation exclusive de l'eau comme réfrigérant et caloporteur ;
- ✓ Le faible coût de maintenance du système puisque le DCS fonctionne à des pressions proches de la pression atmosphérique.

Cette technique présente également des inconvénients tels que :

- Coût assez élevé de l'investissement initial ;
- Faible efficacité comparée aux systèmes conventionnels ;
- La nécessité d'un entretien régulier des matériaux dessiccants et le prix élevé de leur remplacement.
- Une consommation d'eau considérable si l'humidificateur est utilisé régulièrement ou sur une longue période de temps.

- Des problèmes d'entretien liés à l'utilisation de l'eau, tels que la formation de moisissures ou de bactéries dans le système d'humidification.

#### **I.4 Rafraîchissement de l'air par dessiccation alimenté par énergie solaire**

Le traitement de l'air par dessiccation nécessite une source de chaleur pour régénérer le matériau dessiccant. Cette énergie peut provenir de sources conventionnelles ou renouvelables. L'énergie solaire est souvent utilisée en raison sa "gratuité", de sa disponibilité et de la corrélation entre les pics de demande en climatisation et les pics de rayonnement solaire disponible. C'est un moyen d'économie d'énergie et de réduction des émissions de gaz à effet de serre [2, 47]. Une installation solaire se compose essentiellement d'un circuit reliant les capteurs solaires thermiques à un échangeur de chaleur, et un autre circuit entre l'échangeur et un réservoir d'eau chaude.

Les capteurs solaires thermiques sont des dispositifs qui transforment le rayonnement solaire en chaleur, qui, par la suite, est transmise à un fluide caloporteur circulant dans le premier circuit. Il existe différents types de capteurs solaires thermiques, comme les capteurs plats simples ou les capteurs à tubes sous vide, mais les seconds sont plus efficaces et plus coûteux que les premiers [71]. L'échangeur de chaleur permet de transférer la chaleur du premier circuit au deuxième circuit, qui alimente, via une vanne à 3 voies (V3V) régulée, la batterie chaude de régénération (BR) située dans le DCS. Le ballon d'eau chaude permet de stocker la chaleur du deuxième circuit. Des pompes de circulation entretiennent le mouvement des fluides caloporteurs (fig I.17).

En passant à travers la BR, l'air extrait du bâtiment est réchauffé, ce qui augmente sa capacité à absorber l'humidité, avant de traverser la RD pour régénérer le dessiccant et assurer ainsi la continuité du processus. L'air à traiter passe d'abord par la partie inférieure de la RD, où il est déshumidifié, avant d'être refroidi dans la RS. Il subit ensuite une humidification qui s'accompagne d'une baisse significative de sa température pour atteindre les conditions de soufflage dans le bâtiment (fig I.17).

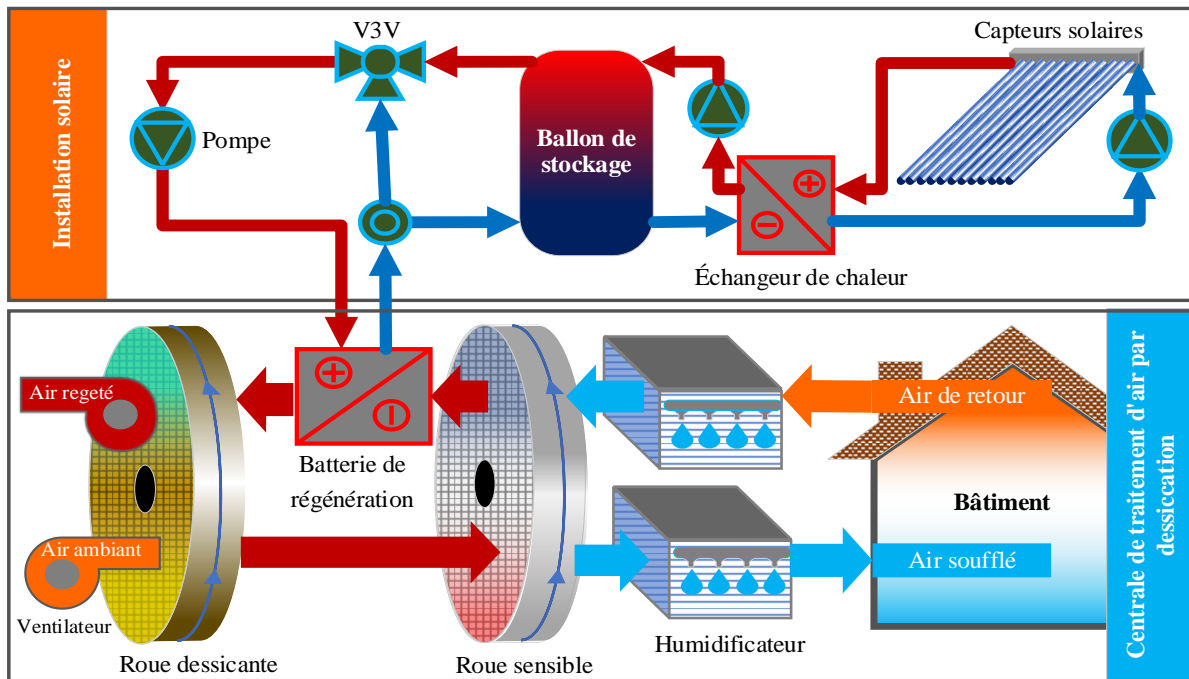


Figure I.17 : Centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation couplée à une installation solaire.

#### I.4.1 Méthodes d'analyse des performances du système

La performance de ces systèmes dépend des interactions entre les matériaux dessiccants, le débit d'air et les conditions ambiantes, ce qui rend leur évaluation complexe. De nombreuses méthodes d'analyse ont été développées : Modélisation mathématique, mesures expérimentales, simulation numérique et utilisation de logiciels. D'après la littérature, les méthodes mathématiques, telles que la méthode thermodynamique [72] et la méthode basée sur l'exergie [73], permettent de comprendre les principes thermodynamiques des systèmes, mais elles sont basées sur des hypothèses et des simplifications qui limitent leur applicabilité. Les tests expérimentaux, tels que le banc d'essai [55, 56], permettent de mesurer directement les paramètres de performance, mais ils sont coûteux et fastidieux à réaliser. La simulation numérique, telle que l'approche basée sur la CFD [21], offre une alternative plus flexible et rentable, mais elle nécessite un haut niveau d'expertise et des ressources informatiques importantes. L'utilisation de logiciels de simulation tels que TRNSYS devient de plus en plus populaire [62], car ils permettent de simuler les systèmes de dessiccant et de prévoir leur performance dans différentes conditions d'utilisation, avec un niveau élevé de précision et d'analyse détaillée.

Afin de rendre la présente étude viable, il est nécessaire de réaliser une revue bibliographique sérieuse sur les travaux déjà réalisés dans le domaine et sur l'état actuel des connaissances sur le sujet.

Mazzei et al. (2002) [74], ont utilisé des outils de simulation pour comparer les systèmes de rafraîchissement par dessiccant aux systèmes conventionnels. Ils ont trouvé que ces systèmes sont plus économiques et consomment moins de puissance thermique, surtout si de la chaleur perdue est utilisée pour la régénération. Ils ont aussi remarqué que l'évaporation indirecte permet de réaliser des économies de coûts.

Khaled et al. (2009) [75], ont développé et validé un modèle TRNSYS pour un système utilisant de l'énergie solaire en climat humide tropical. Ils ont obtenu un  $COP_{th}$  de 0.65. Ils ont également évalué le cycle de vie de l'installation à 14 ans. White et al. (2009) [76], ont réalisé une simulation d'un DCS avec TRNSYS pour des conditions climatiques chaudes et humides des régions tropicales. Ils ont montré que la performance d'un système fonctionnant en cycle de ventilation est inférieure à celle d'un système basé sur la re-circulation.

Eicker et al. (2010) [69], ont présenté des résultats expérimentaux obtenus sur trois systèmes alimentés par des capteurs solaires à air, testés dans des conditions climatiques variées (Allemagne, Espagne et Chine). Ils ont mesuré les performances saisonnières des systèmes et ont obtenu des  $COP_{th}$  compris entre 0.5 et 0.6. La et al. (2011) [77], ont simulé un DCS à énergie solaire dans un environnement TRNSYS dans les conditions météorologiques de Pékin, Shanghai et Hong Kong. Ils ont trouvé que le module solaire peut éliminer une grande partie de la charge d'humidité saisonnière, réduisant ainsi la consommation d'énergie électrique de 22% à 34%. Le  $COP_{th}$  moyen calculé était supérieur à 1.

Baniyounes et al. (2013) [78], ont conçu, installé et testé expérimentalement un système solaire hybride de refroidissement de l'air par dessiccation à l'Université de Central Queensland en Australie. Il se compose notamment d'une installation solaire, d'une RD, d'un refroidisseur par évaporation et d'un système de refroidissement à compression de vapeur. Leurs résultats ont montré que le système de refroidissement a réalisé 18% d'économie d'énergie et un COP maximum de 0.83 pour une efficacité de 48% du dessiccant. Jani et al (2013). [79], ont simulé un DCS à énergie solaire pour les cycles de ventilation et de re-circulation à l'aide de TRNSYS. Les résultats ont montré que le cycle de re-circulation avec un  $COP_{th} = 0.69$  était plus efficace que le cycle de ventilation  $COP_{th} = 0.49$ .

Sheng et al. (2014) [80], à l'aide d'une étude expérimentale, ont fait l'évaluation de l'efficacité d'un DCS en fonction divers paramètres, tel que les conditions ambiantes, la demande en air frais, la régénération et le type de source de chaleur utilisée. Ils ont conclu que le taux de dessiccation, l'efficacité de la régénération, les charges sensibles et le COP augmentent avec une température de régénération et une humidité de l'air ambiant plus

élevées. Elzahzby et al. (2014) [81], ont conçu un système pour les climats chauds et humides. TRNSYS a été employé pour la simulation et l'optimisation des paramètres du système tels que le débit massique d'air, le rapport d'air recyclé et la température du fluide caloporteur. Ils ont obtenu un  $COP_{th}$  de 0.7 et une fraction solaire de 0.8.

Labeled et al (2017). [51], ont testé expérimentalement un DCS à échelle réelle dans des conditions climatiques semi-arides. Ils ont utilisé le cycle de ventilation et ont mesuré un coefficient de performance variant entre 0.32 et 0.59. Ils ont également observé l'effet de la durée de vie de la roue dessiccante sur son efficacité. Cette étude a constitué le point de départ de ce travail.

En conclusion à cette revue bibliographique, il s'est avéré que les performances des DCS sont dépendants des conditions climatiques, de la demande en air frais, du cycle de l'air choisi la configuration technique de l'installation et de la source de chaleur utilisée. Le COP semble être relativement faible et dépasse rarement 1.0. Le logiciel TRNSYS a été beaucoup employé et s'est révélé efficace et précis pour évaluer les performances de ces systèmes. Nous l'avons donc retenu pour la partie simulation de notre étude.

#### **I.4.2 Défis du rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation**

Les SDCS sont considérés comme une sérieuse alternative et durable pour répondre à la demande croissante de climatisation dans les climats chauds et humides. Cependant, la conception et la mise en œuvre de ces systèmes présentent plusieurs défis techniques et énergétiques. Le dimensionnement et l'optimisation des composants du système, tels que la RD, les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur et les humidificateurs, est un défi pour garantir une efficacité maximale et des économies d'énergie [81-82]. Un autre défi consiste en l'intégration de ces systèmes aux systèmes CVAC "Chauffage, Ventilation, et Climatisation" existants, qui peut poser des problèmes de compatibilité et de contrôle [83]. De plus, le coût initial et d'exploitation de ces systèmes est encore relativement élevé par rapport aux systèmes de climatisation conventionnels [84]. Des efforts considérables de recherche et développement, à travers le monde, sont déployés pour améliorer les performances de ces systèmes et les rendre tout à fait compétitifs.

### **I.5 État actuel de la recherche dans le domaine**

Les recherches récentes en matière de technologie de refroidissement par dessiccation se portent essentiellement sur l'amélioration de leurs performances. De multiples axes sont explorés notamment la conception de configurations nouvelles ou hybrides, ou à travers le

développement de nouveaux matériaux dessiccants. Choi et al. (2021) [85], ont conçu un DCS associé à un cycle de compression de vapeur afin d'accroître son potentiel de refroidissement de l'air et réaliser des économies d'énergie. Les résultats montrent que le système hybride a considérablement amélioré l'efficacité du système (jusqu'à 3 à 4 fois) et réduit la consommation d'énergie dans les bâtiments (jusqu'à 50%).

Güzele et al. (2022) [86], ont proposé et simulé un nouveau système alimenté par des panneaux solaires photovoltaïques/thermiques (PV/T) et disposant d'un humidificateur indirect. L'évaluation des performances s'est basée sur les conditions climatiques de Adana, en Turquie et par le calcul du  $COP_{th}$  et de la fraction solaire de l'énergie consommée. Le  $COP_{th}$  de l'installation variait entre 0.28 à 0.40 pendant la journée et le solaire assurait jusqu'à 69% de l'énergie thermique totale nécessaire.

Bharathi et al. (2022) [87] étudient les efficacités de déshumidification des RD utilisant différents substrats de papier fibreux (FP) revêtus de nano  $SiO_2$  en tant qu'adsorbant. Les substrats FP ont été revêtus de  $SiO_2$  par une méthode de revêtement par immersion et imprégnation. Il a été constaté que la capacité d'adsorption augmentait avec l'augmentation des revêtements dessiccants. Le papier fibreux de verre (GFP) offrait la capacité d'adsorption la plus élevée et une RD en GFP- $SiO_2$  aura une forte capacité de déshumidification à une température de régénération relativement faible de  $50^\circ C$ . Ces résultats peuvent constituer une réelle avancée dans les DCS.

Park et al. (2023) [88], ont réalisé une étude comparative entre deux types de RD, une à structure organique métallique (SOM) et l'autre conventionnelle à gel de silice. Ils ont trouvé que la RD en SOM était meilleure et offrait un taux d'énergie sensible de 53% inférieur avec un taux de dessiccation de 139% supérieur à celui de la RD classique.

Dans une étude récente, Lai et al. (2023) [89], ont proposé une nouvelle configuration innovante de DCS intégrant une unité de désalinisation de l'eau. Ce système a été évalué sous différentes conditions de fonctionnement et une étude de cas a été menée dans des conditions climatiques australiennes. Les résultats ont montré que la nouvelle configuration présente une capacité de refroidissement de 4.76 kW et un COP moyen de 0.71. De plus, ce système est capable de produire simultanément de l'eau douce et de refroidir.

### **I.5.1 Perspectives d'avenir**

La technologie de refroidissement de l'air par dessiccation est en constante évolution et les recherches actuelles présentent des perspectives d'avenir prometteuses. Elle peut

constituer, dans un proche avenir, une solution alternative viable et compétitive aux technologies de climatisation conventionnelles. Parmi les perspectives d'avenir de cette technologie, on peut citer :

- Le développement de nouveaux matériaux adsorbants solides, plus performants, plus durables et plus économiques, tels que les structures organiques métalliques (SOM), les zéolithes ou les polymères [90].
- L'amélioration de l'agencement et l'optimisation des performances énergétiques des composantes des DCS pour faire face aux différentes conditions climatiques.
- L'intégration du DCS avec d'autres systèmes énergétiques, comme les pompes à chaleur, les systèmes hybrides solaires-photovoltaïques ou les systèmes de refroidissement radiant [91]. Ces systèmes peuvent fournir une source d'énergie thermique pour la régénération des adsorbants solides ou un complément de refroidissement pour l'air traité.
- L'optimisation du contrôle et de la régulation des systèmes en utilisant des modèles mathématiques ou des algorithmes intelligents. Ces outils peuvent aider à optimiser le fonctionnement du DCS en fonction des conditions extérieures et intérieures, ainsi qu'à réduire la consommation d'énergie et les coûts d'exploitation.

## **I.6 Conclusion**

Ce premier chapitre constitue une introduction globale à notre sujet de thèse. Nous y avons ainsi fait une revue consistante des techniques de refroidissement solaires, avant de détailler d'exposer les principales variantes du rafraîchissement de l'air la dessiccation. L'étude bibliographique exhaustive que nous avons menée nous a permis d'actualiser nos connaissances dans ce domaine et de constater l'étendue des recherches à travers le monde. Ainsi, beaucoup d'études sont consacrées à l'évaluation des potentialités et l'amélioration de cette technique. Le COP reste assez faible comparé aux techniques conventionnelles mais l'utilisation de l'énergie solaire et le faible coût environnemental restent des atouts considérables. Cette étude s'inscrit dans l'objectif d'évaluation du potentiel et d'amélioration de la technique pour des conditions climatiques particulières à l'Algérie. Elle constitue une étape nécessaire avant la réalisation effective du projet.

**Références**

- [1] Y. Lee, S. Park, and S. Kang, "Performance analysis of a solid desiccant cooling system for a residential air conditioning system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 182, no. September 2020, 2021.
- [2] R. A. Almasri, N. H. Abu-Hamdeh, K. K. Esmail, and S. Suyambazhahan, "Thermal solar sorption cooling systems, a review of principle, technology, and applications," *Alexandria Eng. J.*, vol. 61, no. 1, pp. 367–402, 2022.
- [3] Ministère de l'énergie, "Bilan Énergétique National 2019," p. 44, 2020.
- [4] Global Alliance for Buildings and Construction, *2019 Global Status Report for Buildings and Construction Sector / UNEP - UN Environment Programme*. 2019.
- [5] K. J. Kontoleon, S. Saboor, D. Mazzeo, J. Ahmad, and E. Cuce, "Thermal sensitivity and potential cooling-related energy saving of masonry walls through the lens of solar heat-rejecting paints at varying orientations," *Appl. Energy*, vol. 329, p. 120264, 2023.
- [6] Q. Al-Yasiri, M. Szabó, and M. Arıcı, "A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications," *Energy Reports*, vol. 8, pp. 2888–2907, 2022.
- [7] N. Kalkan, E. A. Young, and A. Celiktas, "Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 6352–6383, 2012.
- [8] S. C. Sarbu I, "Review of solar refrigeration and cooling systems," *Energy Build.*, vol. 67, pp. 286–297, 2013.
- [9] F. C. Kim DS, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 1, pp. 3–15, 2008.
- [10] Y. Fan, L. Luo, and B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 8, pp. 1758–1775, 2007.
- [11] G. A. Florides, S. A. Tassou, S. A. Kalogirou, and L. C. Wrobel, "Review of solar and low energy cooling technologies for buildings," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 6, no. 6, pp. 557–572, 2002.
- [12] M. G. Gado, S. Ookawara, S. Nada, and I. I. El-Sharkawy, "Hybrid sorption-vapor compression cooling systems: A comprehensive overview," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 143, no. September 2020, p. 110912, 2021.
- [13] H. Henning, "Solar assisted air conditioning of buildings – an overview," vol. 27, pp. 1734–1749, 2007.

- [14] Y. Ma, S. C. Saha, W. Miller, and L. Guan, "Comparison of different solar-assisted air conditioning systems for Australian office buildings," *Energies*, vol. 10, no. 10, 2017.
- [15] K. Bataineh and Y. Taamneh, "Review and recent improvements of solar sorption cooling systems," *Energy Build.*, vol. 128, pp. 22–37, 2016.
- [16] L. Merabti, M. Merzouk, N. Kasbadji, N. Hatraf, and M. Abbas, "Rafraîchissement solaire par dessiccation," *Rev. des Energies Renouvelables*, vol. 17, pp. 3–403, 2014.
- [17] M. S. Buker and S. B. Riffat, "Recent developments in solar assisted liquid desiccant evaporative cooling technology - A review," *Energy Build.*, vol. 96, pp. 95–108, 2015.
- [18] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, "Comparison between the conventional and recirculation modes in desiccant cooling cycles and deriving critical efficiencies of components," *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1057–1067, 2010.
- [19] M. M. Rafique, P. Gandhidasan, and H. M. S. Bahaidarah, "Liquid desiccant materials and dehumidifiers - A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 56, pp. 179–195, 2016.
- [20] M. Sultan, I. I. El-Sharkawy, T. Miyazaki, B. B. Saha, and S. Koyama, "An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 46, pp. 16–29, 2015.
- [21] K. K. Bhabhor and D. B. Jani, "Progressive development in solid desiccant cooling: a review," *Int. J. Ambient Energy*, vol. 43, no. 1, pp. 992–1015, 2019.
- [22] A. A. Pesaran, T. R. Penney, and A. W. Czanderna, *Desiccant cooli state of the Art*, no. October 1992. .
- [23] N. Enteria, H. Awbi, and H. Yoshino, *Desiccant heating, ventilating, and air-conditioning systems*. 2016.
- [24] W. P. Jones, "Air conditioning engineering, fifth edition," *Air Cond. Eng. Fifth Ed.*, pp. 1–516, 2007.
- [25] N. A. Pennington, *Humidity Changer For Air Conditioning*. 1955.
- [26] S. Jain, P. L. Dhar, and S. C. Kaushik, "Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates," *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 5, pp. 287–296, 1995.
- [27] D. La, Y. J. Dai, Y. Li, T. S. Ge, and R. Z. Wang, "Use of regenerative evaporative cooling to improve the performance of a novel one-rotor two-stage solar desiccant dehumidification unit," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 42, pp. 11–17, 2012.
- [28] E. B. Miller and B. P. Fonda, "Rotary adsorber unit." Google Patents, 06-Jun-1933.
- [29] T. S. Ge, F. Ziegler, and R. Z. Wang, "A mathematical model for predicting the

- performance of a compound desiccant wheel (A model of compound desiccant wheel),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8–9, pp. 1005–1015, 2010.
- [30] T. S. Ge, Y. Li, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, “A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 6, pp. 1485–1528, 2008.
- [31] “trotec.” [Online]. Available: <https://uk.trotec.com/products-services/machines-highperformancedehumidificationdesiccant-dehumidifiers-stationarytr8200>.
- [32] D. O’Connor, J. K. Calautit, and B. R. Hughes, “A novel design of a desiccant rotary wheel for passive ventilation applications,” *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 99–109, 2016.
- [33] A. Rocchetti, M. Lippi, L. Socci, P. Gullo, V. Khorshidi, and L. Talluri, “Metal-Organic Framework Adsorbent Materials in HVAC Systems: General Survey and Theoretical Assessment,” *Energies*, vol. 15, no. 23, 2022.
- [34] “dynamicadsorbents.” [Online]. Available: <https://www.dynamicadsorbents.com/products/sorbents-desiccants-and-adsorption/>.
- [35] A. Metrane, A. Delhali, M. Ouikhalfan, A. H. Assen, and Y. Belmabkhout, “Water vapor adsorption by porous materials: From chemistry to practical applications,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 67, no. 7, pp. 1617–1653, 2022.
- [36] “IUPAC.” [Online]. Available: <https://iupac.org/>.
- [37] N. Asim *et al.*, “Key factors of desiccant-based cooling systems: Materials,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 159, no. February, p. 113946, 2019.
- [38] X. J. Liu, Y. F. Shi, M. A. Kalbassi, R. Underwood, and Y. S. Liu, “Water vapor adsorption isotherm expressions based on capillary condensation,” *Sep. Purif. Technol.*, vol. 116, pp. 95–100, 2013.
- [39] X. Zheng, T. S. Ge, and R. Z. Wang, “Recent progress on desiccant materials for solid desiccant cooling systems,” *Energy*, vol. 74, no. 1, pp. 280–294, 2014.
- [40] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Chakraborty, N. M. Oo, and M. A. Othman, “Adsorption characteristics of silica gel + water systems,” *J. Chem. Eng. Data*, vol. 47, no. 5, pp. 1177–1181, 2002.
- [41] X. J. Zhang, K. Sumathy, Y. J. Dai, and R. Z. Wang, “Dynamic hygroscopic effect of the composite material used in desiccant rotary wheel,” *Sol. Energy*, vol. 80, no. 8, pp. 1058–1061, 2006.
- [42] K. Daou, R. Z. Wang, and Z. Z. Xia, “Desiccant cooling air conditioning: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 10, no. 2, pp. 55–77, 2006.
- [43] P. Bareschino, G. Diglio, F. Pepe, G. Angrisani, C. Roselli, and M. Sasso, “Numerical

- study of a MIL101 metal organic framework based desiccant cooling system for air conditioning applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 124, pp. 641–651, 2017.
- [44] A. Mehmood, A. Waqas, Z. Said, S. M. A. Rahman, and M. Akram, “Performance evaluation of solar water heating system with heat pipe evacuated tubes provided with natural gas backup,” *Energy Reports*, vol. 5, pp. 1432–1444, 2019.
- [45] M. Ali Mandegari and H. Pahlavanzadeh, “Introduction of a new definition for effectiveness of desiccant wheels,” *Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 797–803, 2009.
- [46] G. Goodarzia, N. Thirukonda, S. Heidari, A. Akbarzadeh, and A. Date, “Performance Evaluation of Solid Desiccant Wheel Regenerated by Waste Heat or Renewable Energy,” *Energy Procedia*, vol. 110, no. December 2016, pp. 434–439, 2017.
- [47] J. L. Niu and L. Z. Zhang, “Effects of wall thickness on the heat and moisture transfers in desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 2, pp. 255–268, 2002.
- [48] A. Zendeboudi and H. Esmaeili, “Effect of supply/regeneration section area ratio on the performance of desiccant wheels in hot and humid climates: an experimental investigation,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 52, no. 6, pp. 1175–1181, 2016.
- [49] A. Alahmer, S. Alsaqoor, and G. Borowski, “Effect of parameters on moisture removal capacity in the desiccant cooling systems,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 13, 2019.
- [50] M. A. Mandegari, S. Farzad, G. Angrisani, and H. Pahlavanzadeh, “Study of purge angle effects on the desiccant wheel performance,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 137, pp. 12–20, 2017.
- [51] M. B. N. LABED, P. Joubert, “Etude des performances d ’ une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation pour des climats chauds et semi-arides,” *Journées Int. Therm. (JITH 2017)*, 2017.
- [52] R. Ghazal, “Modèles de connaissance à paramètres identifiables expérimentalement pour les systèmes de refroidissement dessiccatif couplés à un système solaire,” 2014.
- [53] C. Maalouf, “Étude du potentiel de rafraîchissement d ’ un système évaporatif à désorption avec régénération solaire Chadi Maalouf To cite this version : HAL Id : tel-00134779 Étude du potentiel de rafraîchissement d ’ un système évaporatif à désorption avec régénérat,” 2007.
- [54] I. L. Maclaine-Cross, “Theory of Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators,” *Ph. D. Diss. Mech. Eng. Monash Univ.*, 1974.
- [55] D. Singh, M. S. Buker, D. G. Waugaman, A. Kini, and C. F. Kettleborough, “A Review

- of Desiccant Cooling Systems,” 1993.
- [56] T. S. Ge, Y. Li, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, “Experimental study on a two-stage rotary desiccant cooling system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 3, pp. 498–508, 2009.
- [57] X. H. Liu, T. Zhang, Y. W. Zheng, and R. Tu, “Performance investigation and exergy analysis of two-stage desiccant wheel systems,” *Renew. Energy*, vol. 86, pp. 877–888, 2016.
- [58] S. Delfani and M. Karami, “Transient simulation of solar desiccant/M-Cycle cooling systems in three different climatic conditions,” *J. Build. Eng.*, vol. 29, no. December 2019, p. 101152, 2020.
- [59] D. Pandelidis, S. Anisimov, W. M. Worek, and P. Drag, “Analysis of different applications of Maisotsenko cycle heat exchanger in the desiccant air conditioning systems,” *Energy Build.*, vol. 140, pp. 154–170, 2017.
- [60] P. L. Dhar and S. K. Singh, “Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 21, no. 2, pp. 119–134, 2001.
- [61] D. B. Jani, M. Mishra, and P. K. Sahoo, “Experimental investigation on solid desiccant-vapor compression hybrid air-conditioning system in hot and humid weather,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 104, pp. 556–564, 2016.
- [62] D. B. Jani *et al.*, “A review on use of TRNSYS as simulation tool in performance prediction of desiccant cooling cycle,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 140, no. 5, pp. 2011–2031, 2020.
- [63] O. Labban, T. Chen, A. F. Ghoniem, J. H. Lienhard, and L. K. Norford, “Next-generation HVAC: Prospects for and limitations of desiccant and membrane-based dehumidification and cooling,” *Appl. Energy*, vol. 200, pp. 330–346, 2017.
- [64] M. Ali, V. Vukovic, N. A. Sheikh, and H. M. Ali, “Performance investigation of solid desiccant evaporative cooling system configurations in different climatic zones,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 97, pp. 323–339, 2015.
- [65] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, “Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation,” *Sol. Energy*, vol. 83, no. 11, pp. 2059–2073, 2009.
- [66] “AOBOCS.” [Online]. Available: <http://en.aobocs.com>.
- [67] “Bry-Air.” [Online]. Available: <https://www.bryair.com>.
- [68] “Drystar.” [Online]. Available: <https://www.drystarindia.com>.
- [69] U. Eicker, D. Schneider, J. Schumacher, T. Ge, and Y. Dai, “Operational experiences with solar air collector driven desiccant cooling systems,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 12, pp. 3735–3747, 2010.

- [70] D. B. Jani, M. Mishra, and P. K. Sahoo, "Solid desiccant air conditioning - A state of the art review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 60, pp. 1451–1469, 2016.
- [71] G. Qadar Chaudhary, M. Ali, N. A. Sheikh, S. I. ul H. Gilani, and S. Khushnood, "Integration of solar assisted solid desiccant cooling system with efficient evaporative cooling technique for separate load handling," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, pp. 696–706, 2018.
- [72] J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, and J. L. Silveira, "Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 12, pp. 1537–1549, 2003.
- [73] M. Kanoğlu, M. Ö. Çarpınlioğlu, and M. Yildirim, "Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 5–6, pp. 919–932, 2004.
- [74] P. Mazzei, F. Minichiello, and D. Palma, "Desiccant HVAC systems for commercial buildings," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 5, pp. 545–560, 2002.
- [75] A. Khalid, M. Mahmood, M. Asif, and T. Muneer, "Solar assisted, pre-cooled hybrid desiccant cooling system for Pakistan," *Renew. Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 151–157, 2009.
- [76] S. D. White, P. Kohlenbach, and C. Bongs, "Indoor temperature variations resulting from solar desiccant cooling in a building without thermal backup," *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 4, pp. 695–704, 2009.
- [77] D. La, Y. Dai, Y. Li, T. Ge, and R. Wang, "Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 11, pp. 2997–3009, 2011.
- [78] A. M. Baniyounes, M. G. Rasul, and M. M. K. Khan, "Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia," *Energy Build.*, vol. 62, pp. 78–86, 2013.
- [79] D.B.Jani, M. Mishra, and P.K.Sahoo, "Simulation of solar assisted solid desiccant cooling systems using TRNSYS," in *Proceedings of the 22nd National and 11th International ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, 2013, no. December.
- [80] Y. Sheng, Y. Zhang, Y. Sun, L. Fang, J. Nie, and L. Ma, "Experimental analysis and regression prediction of desiccant wheel behavior in high temperature heat pump and desiccant wheel air-conditioning system," *Energy Build.*, vol. 80, pp. 358–365, 2014.
- [81] A. M. Elzahzby, A. E. Kabeel, M. M. Bassuoni, and M. Abdelgaied, "Effect of inter-cooling on the performance and economics of a solar energy assisted hybrid air

- conditioning system with six stages one-rotor desiccant wheel,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, pp. 882–896, 2014.
- [82] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, and N. Kyriakis, “Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model,” *Energy Build.*, vol. 42, no. 10, pp. 1719–1725, 2010.
- [83] D. B. Jani, M. Mishra, and P. K. Sahoo, “A critical review on solid desiccant-based hybrid cooling systems,” *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 25, no. 3, 2017.
- [84] M. Saghafifar and M. Gadalla, “Innovative inlet air cooling technology for gas turbine power plants using integrated solid desiccant and Maisotsenko cooler,” *Energy*, vol. 87, pp. 663–677, 2015.
- [85] S. Choi and S. Choi, “Desiccant cooling assisted vapor compression system: A double stage desiccant cooling cycle via evaporative condenser,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 198, p. 117456, 2021.
- [86] Y. E. Güzelel, U. Olmuş, K. N. Çerçi, and O. Büyükalaca, “New multiple regression and machine learning models of rotary desiccant wheel for unbalanced flow conditions,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 134, p. 106006, 2022.
- [87] A. L. K. Bharathi, S. I. Hussain, and S. Kalaiselvam, “Performance evaluation of various fiber paper matrix desiccant wheels coated with nano-adsorbent for energy efficient dehumidification,” *Int. J. Refrig.*, 2022.
- [88] M. H. Park *et al.*, “Performance characteristics of desiccant rotor using metal organic framework material,” *Appl. Therm. Eng.*, p. 120066, 2023.
- [89] L. Lai, X. Wang, G. Kefayati, and E. Hu, “Analysis of a novel solid desiccant evaporative cooling system integrated with a humidification-dehumidification desalination unit,” *Desalination*, vol. 550, p. 116394, 2023.
- [90] K. F. Fong and C. K. Lee, “New perspectives in solid desiccant cooling for hot and humid regions,” *Energy Build.*, vol. 158, pp. 1152–1160, 2018.
- [91] T. Vivek and K. Balaji, “Heat transfer and thermal comfort analysis of thermally activated building system in warm and humid climate—A case study in an educational building,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 183, p. 107883, 2023.

**CHAPITRE II :**  
**EVALUATION DU POTENTIEL SOLAIRE DE**  
**LA RÉGION**

## II.1 Introduction

La technologie du rafraîchissement de l'air par dessiccation n'est effectivement avantageuse que lorsqu'elle est associée à une source d'énergie renouvelable comme le solaire. La performance de l'installation dépend fortement de la quantité d'énergie captée et transformée en chaleur pour régénérer le matériau dessicant. Pour cette raison, nous avons consacré la deuxième partie de notre étude à évaluer, suivant plusieurs modèles, le potentiel solaire disponible dans la ville d'Oum El-Bouaghi au le nord-est de l'Algérie, lieu d'implantation éventuel d'une installation. Ce site se caractérise par un climat semi-aride et un ensoleillement important. L'objectif final est, bien entendu, d'intégrer des données fiables de l'ensoleillement dans notre modèle complet de caractérisation de la centrale de traitement de l'air par dessiccation.

Pour la validation de nos résultats de calcul, les données expérimentales recueillies au LaSIE de l'Université de La Rochelle, en France [1] seront utilisées. Une analyse statistique rigoureuse nous permettra de déterminer la précision de chaque modèle et de sélectionner celui qui a donné les meilleurs résultats par rapport aux données expérimentales. Ensuite, nous utiliserons ce modèle avec les conditions climatiques choisies pour calculer la quantité d'énergie solaire disponible pendant la saison estivale. Nous déterminerons également l'angle d'inclinaison qui assurera la meilleure captation pendant cette période.

## II.2 L'énergie solaire en Algérie

L'Algérie dispose d'un fort potentiel en matière d'énergie solaire grâce à sa position géographique favorable et à son haut niveau d'irradiation. D'après l'Office National de la Météorologie (2022), le pays reçoit environ  $169\,440\text{ kW/m}^2/\text{an}$  de rayonnement solaire et peut produire jusqu'à  $3000\text{ kWh/an}$ . La région du Sahara algérien est l'une des plus ensoleillées au monde. Elle bénéficie d'une durée d'insolation comprise entre 2000 et 3900 heures par an [2]. Cela en fait un emplacement idéal pour les applications solaires thermiques et photovoltaïques. Cependant, il est difficile d'obtenir des mesures précises du rayonnement solaire en Algérie, où il n'existe que 28 stations radiométriques sur tout le pays [3]. Ce faible nombre s'explique par des contraintes financières et techniques liées à l'instrumentation. La situation est encore plus critique pour le rayonnement sur les surfaces inclinées, dont les données sont très rares, particulièrement dans les pays en développement [4].

Bien que disposant d'un grand potentiel en matière d'énergie solaire, l'Algérie continue à dépendre fortement des énergies fossiles, en particulier du gaz naturel. En 2020, près de 99%

de la production d'électricité et de chaleur provenait de ces sources, causant une émission de 17 Mt de CO<sub>2</sub> [5]. Le secteur résidentiel a également participé à près d'un cinquième des émissions totales du pays, estimées à 168 Mt [6]. Il est donc crucial de diversifier les sources d'énergie en Algérie et d'opter pour des alternatives plus durables, telles que l'énergie solaire, pour atténuer son impact sur l'environnement.

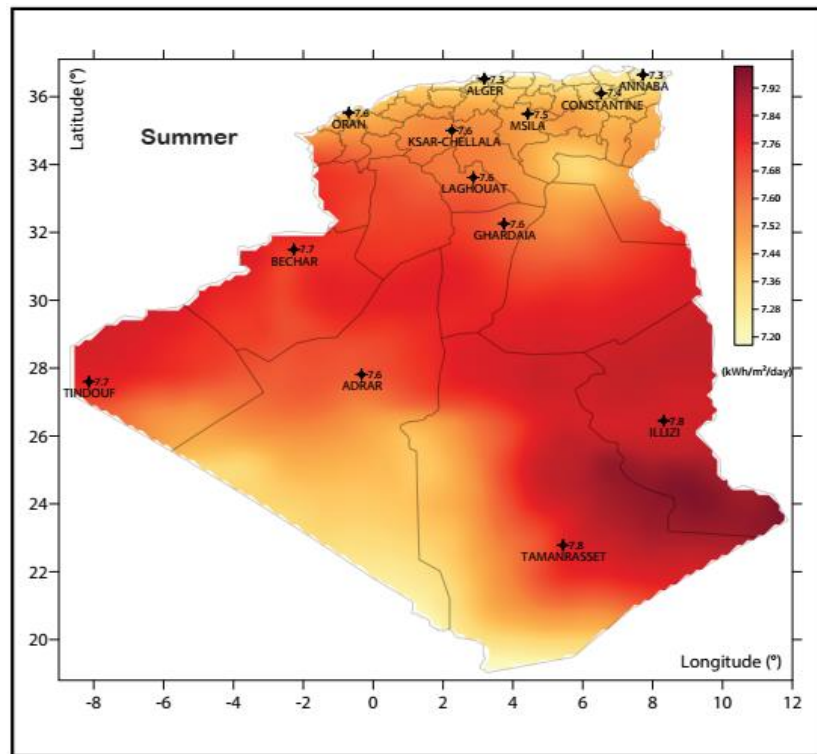


Figure II.1 : L'ensoleillement horizontal global d'été en Algérie [7].

### II.3 Revue bibliographique

Le rayonnement solaire joue un rôle clé dans les technologies d'énergie renouvelable, telles que les systèmes photovoltaïques et thermiques solaires. Pour optimiser ces systèmes, une évaluation précise de l'irradiation solaire, intensité du rayonnement solaire [ $W/m^2$ ], est donc nécessaire.

Le rayonnement solaire désigne l'émission d'ondes électromagnétiques par le soleil, dont deux composantes atteignent les surfaces horizontales au niveau du sol : l'irradiance directe, qui suit la trajectoire du soleil tout au long de la journée, et l'irradiance diffuse, qui résulte de la diffusion du rayonnement solaire par l'atmosphère et qui arrive des différentes directions du ciel [8]. Quatre catégories de modèles sont utilisées pour évaluer la quantité totale (globale) de rayonnement reçu par une surface horizontale : les modèles simplifiés, les modèles empiriques et semi-empiriques, et les modèles basés sur la physique.

- **Les modèles simplifiés** : Ils estiment la quantité de rayonnement solaire à partir d'une approche simplifiée. Ils tiennent compte de facteurs comme la durée d'ensoleillement et les conditions météorologiques [9].
- **Les modèles empiriques** : se fondent sur des mesures de rayonnement solaire. Ils utilisent ces données pour élaborer un modèle de prédiction. Ces modèles sont souvent précis, mais leur développement peut être coûteux et long [10].
- **Les modèles semi-empiriques** : combinent des données empiriques, des imageries satellites et des principes physiques pour estimer la quantité de radiation solaire reçue sur la Terre. Ils sont plus précis que les modèles purement empiriques, mais plus simples et moins complexes que les modèles purement physiques [11].
- **Les modèles physiques** : Au contraire, ces modèles évaluent la quantité de rayonnement solaire reçue en se basant sur des principes physiques tels que l'angle d'incidence des rayons du soleil et les conditions atmosphériques [12]. Ils ne nécessitent pas une grande quantité de données radiométriques ou météorologiques, ce qui les rend pratiques pour de nombreuses applications. Les modèles physiques comprennent les modèles à large bande (Broadband) qui évaluent la quantité de rayonnement solaire reçue à la surface de la Terre en tenant compte de l'ensemble du spectre électromagnétique du soleil, qui va des rayons gamma aux ondes radios [13]. Ces modèles utilisent des informations spectrales sur le rayonnement solaire pour calculer la transmittance atmosphérique, c'est-à-dire la fraction du rayonnement qui traverse l'atmosphère sans être absorbée ou diffusée [14].

Pour notre cas, nous allons adopter des modèles physiques et semi-empiriques pour évaluer la quantité de rayonnement solaire reçue sur les surfaces horizontales par temps dégagé. Ces modèles offrent une estimation précise sans nécessiter de données mesurées, ce qui les rend adaptés à notre situation. Ils sont particulièrement intéressants pour notre cas puisque pour la saison estivale est ciel dégagé.

Ce type de modèle a été adopté dans de nombreuses études. Alam et al. (2006) [15], ont analysé trois modèles à large bande pour quatre stations de mesure indiennes. Ils ont montré que le modèle REST est le meilleur. Badescu et al. (2012) [16], ont testé et présenté 54 modèles appliqués à des sites roumains. Dans leurs conclusions, ils affirment que les modèles ESRA, Ineichen, METSTAT et REST2 donnent les meilleurs résultats pour le calcul de la radiation solaire globale. Gueymard et al. (2012) [17], ont évalué 18 modèles à large

bande par rapport à des données expérimentales. Selon eux, le classement de ces modèles en ordre de pertinence peut être comme suit : REST2, Ineichen, Hoyt, Bird et Iqbal-C. Il est à noter que ces modèles nécessitent un nombre relativement important d'entrées atmosphériques. Dans l'étude d'El Maghouchi et al. (2016) [18], quatre modèles semi-empiriques développés dans la littérature (Ghouard, Perrin Brichambaut, Bird & Hulstrom et Capderou) ont été évalués pour estimer la radiation solaire dans la ville de Tétouan au nord du Maroc. Plusieurs niveaux de précision ont été obtenus, indiquant que les modèles étudiés peuvent être utilisés. Dans une étude similaire menée par Hassan Babiker et al. (2020) [19], les résultats montrent l'applicabilité des modèles de Capderou dans le climat de N'Djamena (Tchad) pour prédire la radiation horaire sur les surfaces horizontales et inclinées tout au long de l'année. Pour l'Algérie, Benkaciali et al. (2018) [20], ont travaillé sur 18 modèles à large bande pour estimer la radiation solaire directe à deux sites algériens. Ils estiment que le modèle Dogniaux donne de meilleurs résultats pour la ville d'Alger et ESRA pour la ville de Ghardaia.

Pour les surfaces inclinées, le calcul du rayonnement solaire doit également prendre en compte l'angle d'inclinaison et l'orientation de la surface par rapport au soleil. En tenant compte du rayonnement réfléchi par le sol, différentes méthodes peuvent être utilisées pour évaluer la quantité de rayonnement atteignant une surface inclinée. Ces méthodes permettent de déterminer les facteurs de conversion entre les plans horizontaux et inclinés. Ces facteurs sont généralement similaires pour les composantes directe et réfléchie, quelle que soit la méthode utilisée. En revanche, la composante diffuse varie selon la méthode choisie [4]. Deux méthodes sont couramment utilisées pour calculer le facteur de conversion pour la composante diffuse :

- **Méthode isotrope** : Cette méthode considère que le rayonnement diffus du ciel est réparti de manière uniforme sur la voûte céleste [21]. La quantité de rayonnement diffus reçue par une surface inclinée dépend uniquement de l'angle d'incidence des rayons solaires [22]. Des exemples de modèles basés sur la méthode isotrope sont le modèle de Liu & Jordan [23] et le modèle d'Olmo [24].
- **Méthode anisotrope** : prennent en compte l'anisotropie du rayonnement diffus du ciel, c'est-à-dire sa variation en fonction de la position du soleil et de la couverture nuageuse [25]. Des exemples de modèles basés sur la méthode anisotropes sont le modèle de Klucher [26] et le modèle de Perez [27].

Pour notre cas, et pour le calcul du facteur de conversion de la composante diffuse sur

les surfaces inclinées, nous avons choisi deux méthodes : la méthode isotrope de Leo et Jordan, validée par de nombreuses études [17, 20-21], et la méthode anisotrope de Klocher, qui a donné les meilleures estimations du potentiel solaire sur les surfaces inclinées en Inde selon une étude comparative [29]. L'objectif est d'adapter les résultats des modèles de radiation horizontale aux surfaces inclinées.

## II.4 Définitions

Pour prédire la radiation solaire à un site situé à la surface de la terre, les modèles de radiation solaire utilisent des informations géographiques sur le site étudié, telles que la latitude ( $\phi$ ), la longitude (Y) et l'altitude (z). De plus, pour faire un calcul précis, les modèles doivent tenir compte des paramètres astronomiques et atmosphériques. Nous allons énumérer les définitions des paramètres pertinents.

### II.4.1 Irradiation solaire extraterrestre $I_0$

L'irradiation solaire extraterrestre est le flux de rayonnement solaire reçu à l'extérieur de l'atmosphère terrestre. La constante solaire ( $I_{0C}$ ) est définie comme la moyenne annuelle de cette radiation reçue par une surface normale exposée aux rayons du Soleil et est estimée à environ  $1367 \text{ W/m}^2$  [30]. La distance Terre-Soleil, influencée par l'excentricité orbitale de la Terre, peut entraîner des variations mineures dans la quantité d'énergie solaire reçue. Pour prendre en compte cela, l'équation de  $I_0$  peut être ajustée en fonction du jour numéro (j) [18].

$$I_0 = I_{0C} [1 + 0.034 \cos(j - 2)] \quad (\text{II. 1})$$

### II.4.2 Temps solaire vrai $T_{sv}$

Est défini comme le temps basé sur la position du Soleil dans le ciel. Il peut être calculé par [20] :

$$T_{sv} = T_l - DT_l + \frac{4Y + E_t}{60} \quad (\text{II. 2})$$

-  $T_l$  : Heure locale [h]

-  $DT_l$  : Différence entre l'heure locale et l'heure standard [h]

-  $E_t$  : Equation du temps [min]

### II.4.3 Angle de déclinaison solaire ( $\delta$ )

C'est l'angle entre les rayons du soleil et le plan passant par l'équateur terrestre. Il varie de  $+23^\circ 27'$  au solstice d'hiver à  $-23^\circ 27'$  au solstice d'été et est nul aux équinoxes [20].

$$\delta = 23.45 \sin[0.986(j + 284)] \quad (\text{II. 3})$$

#### II.4.4 Angle horaire W

Il représente l'angle entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du site considéré. Il est exprimé en fonction du temps solaire vrai ( $T_{sv}$ ) [31].

$$W = 15(12 - T_{sv}) \quad (\text{II. 4})$$

#### II.4.5 Élévation solaire h

Il s'agit de l'angle entre la direction de l'irradiation solaire incidente et le plan horizontal local. On peut également la désigner sous le nom d'altitude du soleil. Cette grandeur varie au cours de la journée entre  $+90^\circ$  (zénith) et  $-90^\circ$  (nadir) [20].

$$h = \sin^{-1}[\sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(W)] \quad (\text{II. 5})$$

#### II.4.6 Masse d'air $M_a$

Ce coefficient représente le rapport entre le chemin optique du rayonnement solaire à travers l'atmosphère et ce chemin lorsque le soleil est au zénith à l'équateur. Une valeur de 1 pour la masse d'air correspond au cas où le soleil est au zénith à l'équateur, indiquant la moindre interférence atmosphérique [32-33]. Des valeurs plus élevées indiquent que le rayonnement solaire doit traverser plus d'atmosphère terrestre avant d'atteindre la surface.  $M_a$  s'exprime en masse d'air relative en utilisant la pression atmosphérique ( $P$ ) et l'angle zénithal du Soleil ( $z$ ) selon une formule empirique [20]:

$$M_a = \frac{1}{\sin(h) + 9.4 \cdot 10^{-5} \cdot [\sin(h) + 0.0678]^{-1.253}} = M_r \left( \frac{P}{1013.25} \right) \quad (\text{II. 6})$$

#### II.4.7 Profondeur optique relative de l'ozone $U_o$

C'est une quantité sans dimension qui représente le rapport entre la distance réelle parcourue par la lumière à travers un milieu contenant de l'ozone et la distance parcourue par la lumière dans le vide. Elle est utilisée pour caractériser la quantité d'absorption de l'ozone le long d'un trajet lumineux donné. Plus la profondeur optique relative est élevée, plus les molécules d'ozone interagissent avec la lumière et absorbent son énergie [34]. La formule élaborée par Kasten [8] pour calculer  $U_o$  est basée sur la masse d'air ( $M_a$ ) et l'épaisseur de la couche d'ozone ( $L_{oz}$ ) et est décrite comme suit [18]:

$$L_{oz} = (9.4 + 0.9M_a)^{-1} \quad (\text{II. 7})$$

$$U_o = L_{oz} \cdot M_r \quad (\text{II. 8})$$

### II.4.8 Profondeur optique relative de l'eau précipitable $U_w$

Elle représente la quantité de vapeur d'eau présente dans l'atmosphère qui affecte la transmission de la lumière solaire. Elle est proportionnelle à l'eau précipitable ( $w$ ) [cm] et à la masse d'air relative ( $M_r$ ), qui sont respectivement la quantité totale de vapeur d'eau dans une colonne d'air et le rapport entre la longueur du trajet optique du rayonnement solaire dans l'atmosphère et la longueur du trajet optique au zénith [35-36]. L'épaisseur réelle de la vapeur d'eau précipitable  $w_0$  [cm] dépend de la température et de l'humidité relative de l'air, et est calculée en utilisant les paramètres suivants [18]:

$$w = w_0 \left( \frac{p}{1013.25} \right)^{\frac{3}{4}} \left( \frac{273}{T} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (\text{II. 9})$$

$$U_w = w \cdot M_r \quad (\text{II. 10})$$

### II.4.9 Profondeur optique des aérosols $\tau_\lambda$

La profondeur optique des aérosols reflète la distribution des particules telles que la brume urbaine, la fumée, la poussière du désert et le sel marin dans la colonne d'air, allant de la surface terrestre à l'atmosphère supérieure [12, 26]. Pour calculer  $\tau_\lambda$ , trois éléments clés doivent être pris en compte : l'exposant d'Angström ( $\alpha_A$ ), le coefficient de turbidité d'Angström ( $\beta_A$ ) et la longueur d'onde de la lumière incidente ( $\lambda$ ), qui sont combinés dans l'équation suivante [38]:

$$K_a = \beta_A \cdot \lambda^{-\alpha_A} \quad (\text{II. 11})$$

Le tableau II.1 donne les valeurs de l'exposant d'Angström et du coefficient de turbidité d'Angström. Ces valeurs peuvent être utilisées avec les longueurs d'onde  $\lambda=0,38 \mu\text{m}$  et  $\lambda=0,50 \mu\text{m}$  pour effectuer les calculs nécessaires.

**Tableau II.1** : Exposant d'Angström et coefficient de turbidité d'Angström pour différentes zones climatiques [18].

Zone climatique	$\alpha_A$	$\beta_A$
Rural	0.11	0.05
Urbain	0.22	0.1
Industriel	0.66	0.3

### II.4.10 Transmittance atmosphérique du rayonnement solaire

Elle désigne la fraction du rayonnement électromagnétique qui parvient à la surface terrestre après avoir traversé l'atmosphère. C'est une mesure de la quantité de lumière et d'autres formes de rayonnement qui sont absorbées ou diffusées par les composants de l'atmosphère. La transmittance atmosphérique peut être divisée en plusieurs composants, y

compris [12, 25-26]:

1. La diffusion de Rayleigh ( $\tau_R$ ) : diffusion de la lumière par les molécules d'air, causant la couleur bleue du ciel et la réduction de l'intensité de la lumière directe du Soleil.
2. L'absorption de gaz mélangés ( $\tau_g$ ) : absorption de la lumière par les différents gaz présents dans l'atmosphère, tels que le dioxyde de carbone, l'azote et l'oxygène.
3. L'absorption d'ozone ( $\tau_o$ ) : absorption du rayonnement ultraviolet par l'ozone dans la stratosphère.
4. L'absorption de vapeur d'eau ( $\tau_w$ ) : absorption du rayonnement par la vapeur d'eau présente dans l'atmosphère.
5. L'extinction par les aérosols ( $\tau_a$ ) : extinction de la lumière par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère, tels que la poussière, la fumée et les nuages.
6. L'absorption de dioxyde d'azote ( $\tau_n$ ) : absorption du rayonnement par le dioxyde d'azote, qui est un polluant majeur et un gaz à effet de serre.

Les valeurs de ces composants de transmittance atmosphérique dépendent de différents facteurs, tels que la pression sur le site (P), l'exposant d'Angström ( $\alpha_A$ ), coefficient de turbidité d'Angström ( $\beta_A$ ), l'albédo de diffusion simple des aérosols ( $\omega_0$ ) et l'albédo du sol ( $\rho_g$ ). La compréhension de la transmittance atmosphérique est essentielle pour de nombreuses applications, telles que les études d'énergie solaire.

#### **II.4.11 Facteur de turbidité de Linke $T_L$**

Est un indice numérique qui caractérise le trouble atmosphérique (dû à la vapeur d'eau, la brume, aux fumées, aux poussières...) d'un ciel sans nuage ou peu nuageux. Il est calculé en comparant l'atténuation du rayonnement solaire extraterrestre par l'atmosphère réelle à celle d'une atmosphère claire et sèche [40]. Il peut être exprimé en termes de plusieurs paramètres de rayonnement solaire, variables selon le modèle utilisé [20].

#### **II.4.12 Irradiation solaire globale G**

L'irradiation solaire globale (G) est l'énergie totale du soleil reçue par une surface pendant un temps donné. On la mesure en watts par mètre carré [ $W/m^2$ ]. L'irradiation solaire globale sur le plan horizontal ( $G_h$ ) est composée de deux composantes : directe ( $B_h$ ) et diffuse ( $D_h$ ). La composante directe est le rayonnement solaire qui atteint la surface directement du Soleil, tandis que la composante diffuse est le rayonnement qui est diffusée par l'atmosphère

avant d'atteindre la surface (éq II.12). Pour le cas d'une surface inclinée ( $G_i$ ), il faut aussi compter le rayonnement réfléchi par le sol avec le facteur ( $R_b$ ) (fig II.2). De même, les facteurs ( $R_d$ ) et ( $R_r$ ) servent à calculer l'irradiance direct et diffus sur une surface inclinée. Ces facteurs se basent sur des relations géométriques simples pour ( $R_b$ ) et ( $R_r$ ), mais plus complexes pour ( $R_d$ ) selon la nature des rayons diffusés (isotropes ou anisotropes). Avec ces facteurs, on peut calculer de l'irradiation solaire total reçu sur une surface inclinée (éq II.13).

$$G_h = B_h + D_h \quad (\text{II. 12})$$

$$G_i = B_h \cdot R_b + D_h \cdot R_d + G_h \cdot R_r \quad (\text{II. 13})$$

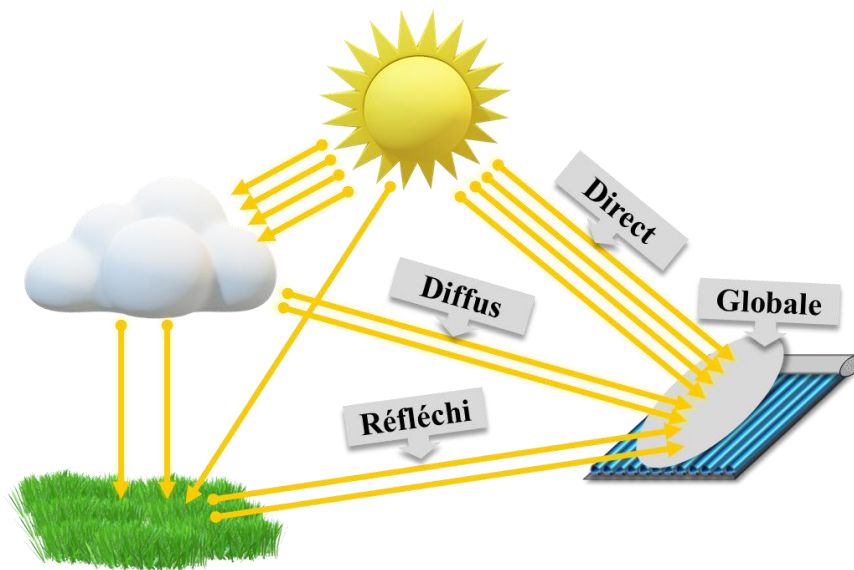


Figure II.2 : Composantes du rayonnement solaire global.

## II.5 Modèles utilisés pour le calcul du potentiel solaire

Pour évaluer le potentiel solaire, nous avons créé une série de programmes Matlab pour simuler l'irradiation solaire sur des surfaces horizontales en utilisant dix modèles différents. Le but était de trouver le modèle qui correspondait le mieux aux données expérimentales collectées à LaSIE [1, 41]. Étant donné que les données expérimentales portent sur l'irradiation sur des surfaces inclinées, nous avons opté pour des modèles physiques et semi-empiriques qui peuvent prédire l'irradiation solaire sur des surfaces horizontales. Pour convertir leurs prévisions en surfaces inclinées, nous avons utilisé les méthodes : isotrope de Leo et Jordan et anisotrope de Klocher.

Les modèles que nous avons choisis proviennent de la littérature scientifique et ont été sélectionnés en raison de leur pertinence pour notre sujet. Nous en avons examiné de nombreux pour n'en sélectionner finalement que dix qui ont donné les résultats les plus significatifs. Ces modèles diffèrent par leurs approches de traitement du spectre solaire et les

paramètres atmosphériques qu'ils prennent en compte. Nous les présentons ci-dessous selon leur méthode de calcul.

❖ **Approches basées sur des constantes empiriques**

- Ashrae [31], basée sur une équation linéaire simple.

❖ **Approches basées sur le facteur de turbidité de Linke**

- Capderou [18] et R.sun [44], basées sur des équations polynomiale et exponentielle.

❖ **Approches basées sur les fonctions de transmittance atmosphérique**

- Bird [32], utilise un modèle spectral détaillé.
- Ineichen [42], utilise un modèle spectral simplifié.
- REST [14], utilise un modèle spectral moyen.
- Yang [45], utilise un modèle spectral ajustable.
- MAC [43], utilise un modèle spectral empirique.

❖ **Approches basées sur les fonctions de transmittance atmosphérique et la division du spectre solaire en deux bandes**

- CPC2 [39] et REST2 [17], divisent le spectre en bandes ultraviolette/visible et infrarouge.

Nous avons mis au point des programmes Matlab de calcul pour tous ces modèles. Malgré que, d'une façon générale, tous les résultats étaient acceptables, nous avons constaté que certains modèles étaient plus proches des données expérimentales que les autres. Afin de ne pas alourdir d'avantage ce mémoire, nous ne présenterons donc que les modèles les plus pertinents.

### II.5.1 Modèle de Capderou

Il est basé sur l'Atlas du rayonnement solaire Algérien [46] et est conçu pour déterminer le rayonnement solaire direct et diffus incident sur une surface horizontale. Il utilise le facteur de turbidité atmosphérique de Linke  $T_L$  [18] ainsi que des entrées géo-astronomiques telles que l'altitude, la hauteur du soleil et le numéro du jour. Notre programme de calcul utilise, dans l'ordre, les étapes suivantes :

1. Introduction des données d'entrée : latitude, longitude, altitude, constante solaire, différence horaire, albedo du sol, surface des capteurs et angle d'inclinaison.

2. Détermination des paramètres astronomiques : irradiation extraterrestre, déclinaison solaire, équation du temps, temps solaire vrai, angle horaire et hauteur du Soleil.
3. Calcul du facteur de turbidité atmosphérique  $T_L$  qui est composé de trois facteurs, le facteur d'absorption gazeuse  $T_{L0}$ , le facteur d'absorption par les gaz atmosphériques ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{O}_3$ )  $T_{L1}$  et le facteur d'absorption et diffusion des aérosols  $T_{L2}$ . Les équations sont les suivantes :

$$T_{L0} = 2.4 - 0.9 \cdot \sin(\varphi) + 0.1 \left[ 2 + \sin(\varphi) \right] \cdot \sin \left[ \left( \frac{360}{365} \right) (j - 121) \right] - 0.2 \cdot z - \left( 1.22 + 0.14 \cdot \sin \left[ \left( \frac{360}{365} \right) (j - 121) \right] \right) \cdot [1 - \sin(h)] \quad (\text{II. 14})$$

$$T_{L1} = 0.89^z \quad (\text{II. 15})$$

$$T_{L2} = \left( 0.9 + 0.4 \cdot \sin \left[ \left( \frac{360}{365} \right) (j - 121) \right] \right) \cdot 0.63^z \quad (\text{II. 16})$$

$$T_L = T_{L0} + T_{L1} + T_{L2} \quad (\text{II. 17})$$

4. Estimation de l'irradiance direct  $B_h$  et diffus  $D_h$  : La composante  $G_h$  est obtenue en additionnant les composantes  $B_h$  et  $D_h$  (éq II.12). Les équations sont les suivantes :

$$B_h = I_0 \cdot \exp \left[ -T_L \left( 0.9 + \left( \frac{9.4}{T_{L1}} \right) \sin(h) \right)^{-1} \right] \sin(h) \quad (\text{II. 18})$$

$$D_h = I_0 \cdot \exp(1 + \ln[\sin(h)]) - \left( 1.21 + \left[ \ln(T_L - T_{L0}) - 2.8 + 1.02(1 - \sin(h))^2 \right]^2 \right)^{0.5} \quad (\text{II. 19})$$

5. Calcul de l'irradiance sur surfaces inclinées  $G_i$  : Pour déterminer  $G_i$  (éq II.13), il est nécessaire de convertir les composantes  $B_h$ ,  $D_h$  et  $G_h$  à l'aide des coefficients de conversion  $R_b$ ,  $R_d$  et  $R_r$ . Les méthodes pour déterminer ces coefficients seront discutées plus en détail dans la section II.5.5.
6. Calcul de l'énergie solaire reçue  $E_{sol}$  : Elle peut être déterminée en intégrant le flux d'énergie solaire incident sur une surface de capteurs solaires déterminée ( $S$ ) pendant une période de temps donnée, comme indiqué ci-dessous :

$$E_{sol} = \int_{\text{temps}} S \cdot G_i \cdot dt \quad (\text{II. 20})$$

L'organigramme de calcul est présenté d'une manière concise et claire sur la figure II.3.

Il est important de noter que la première et les deux dernières étapes de calcul sont communes à tous les modèles. La différence donc commence dès la deuxième étape, où chaque modèle peut avoir des besoins en termes de paramètres distincts. Pour la troisième étape, certains modèles peuvent dépendre du facteur de turbidité de Linke, tandis que d'autres sont basés sur des fonctions de transmittance spécifiques. Enfin, pour la quatrième étape, chaque modèle peut avoir sa propre méthode pour calculer les composantes directes et

diffuses. Par conséquent, dans les prochains modèles présentés, seules les équations pour les étapes trois et quatre seront présentées.

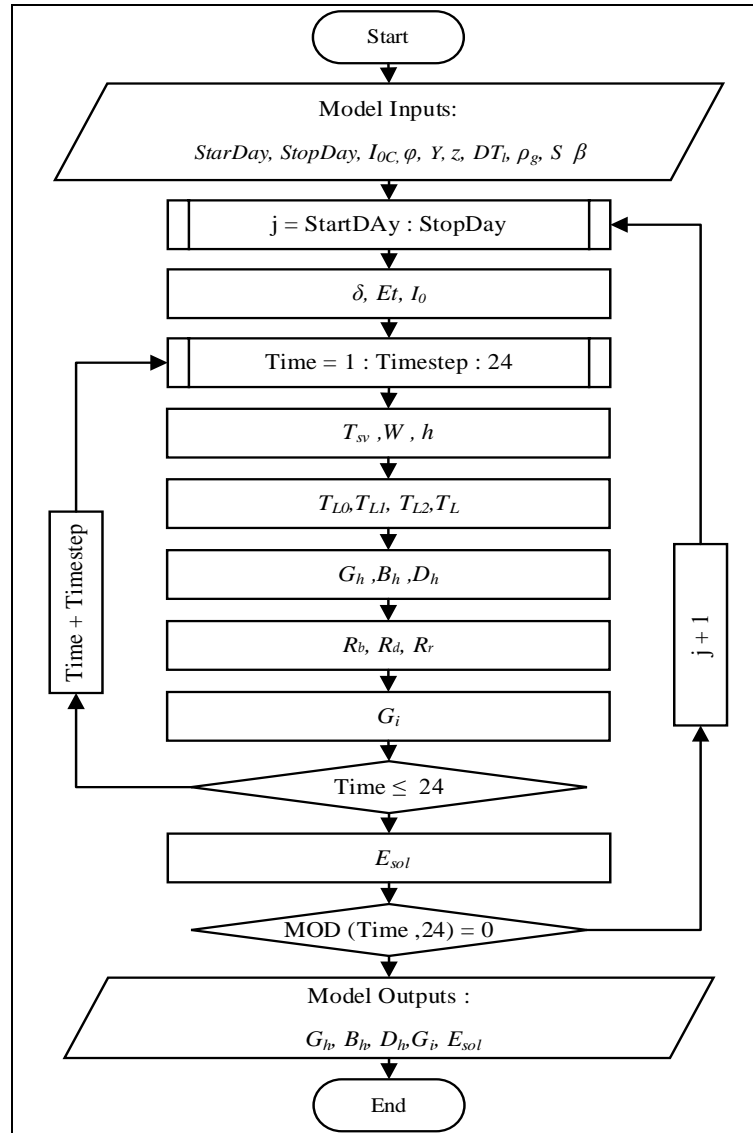


Figure II.3 : Organigramme des calculs dans le modèle de Caprou.

## II.5.2 Modèle de R.sun

Il a été développé dans le cadre de l'Atlas Européen du Rayonnement Solaire. Il utilise les Systèmes d'Information Géographique (SIG) [44]. Il a été exploité pour produire des cartes du rayonnement solaire en Europe et en Afrique [17].

Ce modèle est fondé sur le facteur de turbidité de Linke ( $T_L$ ) pour estimer les composantes : directe et diffuse de l'irradiance solaire sur une surface horizontale. Les valeurs de  $T_L$  peuvent être disponibles sur le site web "soda" [47]. Cependant, pour estimer la composante diffuse, on doit calculer des paramètres supplémentaires représentés dans la fonction de transmission diffuse  $T_n$  et la fonction de hauteur solaire diffuse  $F_d$ , qui dépendent

respectivement de  $T_L$  et  $h$ . Les composantes de rayonnement sont alors calculées par :

$$T_n = -0.015843 + 0.030543 \cdot T_L + 0.0003797 \cdot T_L^2 \quad (\text{II. 21})$$

$$F_d = A_1 + A_2 \sin(h) + A_3 \sin^2(h) \quad (\text{II. 22})$$

$$B_h = I_0 \cdot \sin(h) \cdot \exp(-0.8662 T_L \cdot M_a \cdot \delta_R) \quad (\text{II. 23})$$

$$D_h = I_0 \cdot T_n \cdot F_d \quad (\text{II. 24})$$

### II.5.3 Modèle de Ineichen

Il est également connu sous le nom de Solis Clear Sky Model [42]. C'est un schéma spectral qui utilise des calculs de transfert radiatif et la relation Lambert-Beer pour estimer l'irradiation solaire claire du ciel. La version à large bande du modèle est une approche analytique simplifiée et rapide, mais qui présente une limitation. Il n'est applicable que pour les profondeurs optiques des aérosols  $\tau_\lambda$  à large bande inférieures à 0,45. Cette limitation rend le modèle inadapté pour les zones à turbidité élevée, telles que la Chine ou l'Inde [48]. Le modèle utilise cinq paramètres pour calculer les composants direct et diffuse : l'irradiance extraterrestre modifiée ( $I'_0$ ), les deux coefficients d'extinction ( $\tau_b$  et  $\tau_d$ ) pour l'irradiance directe et diffuse respectivement, et les coefficients d'exposant sinusoidal ( $b$  et  $d$ ). Les méthodes détaillées pour calculer ces paramètres sont disponibles dans référence [42].

$$B_h = I'_0 \cdot \exp\left[\frac{\tau_b}{\sin^b(h)}\right] \sin(h) \quad (\text{II. 25})$$

$$D_h = I'_0 \cdot \exp\left[\frac{\tau_d}{\sin^d(h)}\right] \sin(h) \quad (\text{II. 26})$$

### II.5.4 Modèle de Bird

Dans ce modèle [32], l'irradiance directe horizontale est calculée en prenant en compte cinq transmittances à large bande : après la diffusion de Rayleigh ( $\tau_r$ ) près l'absorption des gaz mélangés ( $\tau_g$ ), après l'absorption d'ozone ( $\tau_o$ ), après l'absorption de vapeur d'eau ( $\tau_w$ ) et transmittance après l'extinction d'aérosols ( $\tau_a$ ). Ces transmittances sont calculées à l'aide d'équations spécifiques décrites dans la référence [18].

$$\tau_r = \exp\left[-0.0903 \cdot M_a^{0.84} \cdot (1 + M_a - M_a^{0.84})\right] \quad (\text{II. 27})$$

$$\tau_g = \exp(-0.0127 M_a^{0.26}) \quad (\text{II. 28})$$

$$\tau_o = 1 - [0.16 U_o + (1 + 139.5 U_o)^{-0.3035} - 0.00271 U_o (1 + 0.04 U_o + 0.0003 U_o^2)^{-1}] \quad (\text{II. 29})$$

$$\tau_w = 1 - 2.4959 U_w \left[ 6.385 U_w + (1 + 79.034 U_w)^{0.6828} \right]^{-1} \quad (\text{II. 30})$$

$$\tau_a = \exp \left[ K_a^{0.873} (1 + K_a - K_a^{0.7808}) M_a^{0.9108} \right] \quad (\text{II. 31})$$

Le modèle détermine l'irradiance diffuse horizontale au niveau du sol en considérant les trois composants : la diffusion de Rayleigh ( $D_r$ ), la diffusion des aérosols ( $D_a$ ) et les processus de réflexion multiple entre le sol et le ciel ( $D_m$ ). Ces composants sont calculés à l'aide d'équations décrites dans le modèle :

$$D_r = \frac{0.79 I_0 \cdot \sin(h) \cdot \tau_o \cdot \tau_g \cdot \tau_w \cdot \tau_{aa} \cdot 0.5(1 - \tau_r)}{1 - M_a + M_a^{1.02}} \quad (\text{II. 32})$$

$$D_a = \frac{0.79 I_0 \cdot \sin(h) \cdot \tau_o \cdot \tau_g \cdot \tau_w \cdot \tau_{aa} \cdot 0.84(1 - \tau_{as})}{1 - M_a + M_a^{1.02}} \quad (\text{II. 33})$$

$$D_a = \frac{(B_h + D_r + D_a) \cdot \rho_g \cdot [0.0685 + 0.16(1 - \tau_{as})]}{1 - \rho_g \cdot [0.0685 + 0.16(1 - \tau_{as})]} \quad (\text{II. 34})$$

Où :

$$\tau_{aa} = 1 - (1 - \omega_0) \cdot (1 - M_a + M_a^{1.06}) \cdot (1 - \tau_o) \quad (\text{II. 35})$$

$$\tau_{as} = \frac{\tau_a}{\tau_{aa}} \quad (\text{II. 36})$$

- $\tau_{aa}$  : Transmittance du rayonnement direct dû à l'absorption des aérosols.

- $\tau_{as}$  : Fraction d'énergie incidente transmise après les effets de diffusion des aérosols.

- $\omega_0$  : l'albédo de diffusion simple, peut trouver sa valeur moyenne en fonction du type d'aérosol dans [55].

Enfin, le modèle de Bird fournit les équations pour calculer les composants de la radiation globale sur les surfaces horizontales :

$$B_h = 0.9662 \cdot I_0 \cdot \tau_o \cdot \tau_R \cdot \tau_w \cdot \tau_g \cdot \tau_a \cdot \sin(h) \quad (\text{II. 37})$$

$$D_h = D_r + D_a + D_m \quad (\text{II. 38})$$

### II.5.5 Modèle de Ashrae

Le modèle Ashrae [49] est couramment utilisé pour calculer les apports calorifiques solaires et les charges de refroidissement dans les bâtiments, ainsi que pour déterminer l'insolation dans les systèmes solaires simples. Ce modèle utilise des coefficients mensuels fixes (A, B et C) pour calculer  $B_h$  et  $D_h$  [31] :

$$B_h = A \cdot \sin(h) \exp \left( - \frac{B}{\sin(h)} \right) \quad (\text{II. 39})$$

$$D_h = C \cdot B_h \quad (\text{II. 40})$$

Le modèle présente une caractéristique intéressante : il ne nécessite pas de données atmosphériques autres que la hauteur du soleil, ce qui le rend facilement applicable. Bien que

ce modèle soit souvent utilisé sous sa forme la plus simple, sans correction du nombre de clarté, il reste un outil efficace pour de nombreuses applications dans le domaine des sciences de l'atmosphère et de l'énergie solaire [17].

### II.5.6 Modèle de MAC

Le modèle de MAC [50], également connu sous le nom de modèle McMaster, est un modèle à large bande pour l'estimation du rayonnement solaire et de ses composantes. Il a été développé par des chercheurs de l'Université McMaster au Canada. Le modèle utilise des entrées de géométrie solaire et des paramètres atmosphériques tels que la profondeur optique de l'eau, la profondeur optique de l'ozone et la masse d'air pour estimer les différentes composantes du rayonnement solaire [20] :

$$B_h = I_0 \cdot (\tau_o \cdot \tau_r - a_w) \cdot \tau_a \cdot \sin(h) \quad (\text{II. 41})$$

$$D_h = I_0 \cdot [0.5 \cdot \tau_o \cdot k_1 (1 - \tau_r) + 0.98 \cdot k_2 (\tau_o \cdot \tau_r - a_w) \cdot (1 - \tau_r)] \cdot \sin(h) \quad (\text{II. 42})$$

Où : Les valeurs de  $k_1$  et  $k_2$  sont calculées en fonction de  $M_a$ , tandis que  $a_w$  représente l'absorption de vapeur d'eau, qui est déterminée en utilisant  $U_w$  par :

$$a_w = \frac{2.9 \cdot U_w}{(1 + 141.5 \cdot U_w)^{0.635} + 5.925 \cdot U_w} \quad (\text{II. 43})$$

### II.5.7 Méthodes pour panneaux solaires inclinés

Le rayonnement solaire global incident sur une surface orientée vers le sud et inclinée d'un angle ( $\beta$ ) par rapport à l'horizontale peut être exprimé à l'aide des facteurs de conversion  $R_b$ ,  $R_d$  et  $R_r$ .  $R_b$  et  $R_r$  sont communs aux différentes méthodes et sont calculés par [23] :

$$R_b = \frac{\sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(W)}{\sin(\delta) \cdot \sin(\varphi) + \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(W)} \quad (\text{II. 44})$$

$$R_r = \frac{(1 - \cos(\beta))}{2} \quad (\text{II. 45})$$

Pour la détermination du facteur de conversion  $R_d$ , comme déjà mentionné dans la section II.3, nous avons employé les méthodes isotropique de Liu & Jordan [23] (éq II.46) et anisotropique de Klocher [26] (éq II.47).

$$R_d = \frac{(1 + \cos(\beta))}{2} \quad (\text{II. 46})$$

$$R_d = \left[ \frac{(1 + \cos(\beta))}{2} \right] \left[ 1 + f \sin^3 \left( \frac{\beta}{2} \right) \right] \left[ 1 + f \cos^2(\theta) \cdot \sin^3(90 - h) \right] \quad (\text{II. 47})$$

Où :

$$f = 1 - \left( \frac{D_h}{G_h} \right)^2 \quad (\text{II. 48})$$

$$\cos(\theta) = \sin(\delta) \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega) \quad (\text{II. 49})$$

-f : Fonction de modulation.

- $\theta$  : Angle d'incidence.

## II.6 Méthodes de comparaison statistique des modèles

Pour évaluer les performances des modèles précédents, nous avons comparé leurs prédictions avec les résultats expérimentaux obtenus à La Rochelle en France [1, 28]. Notre objectif est de sélectionner le modèle le plus précis pour l'agréer et l'utiliser pour le calcul du potentiel solaire disponible pour la ville d'Oum El-Bouaghi (tab II.2). Les composantes du rayonnement solaire sur les surfaces horizontales ont été calculées avec les dix modèles retenus, puis converties pour les surfaces inclinées (45°) à l'aide de méthodes isotropes et anisotropes.

**Tableau II.2 :** Coordonnées géographiques des sites étudiés.

Coordonnées	La Rochelle (France)	Oum El Bouaghi (Algérie)
Latitude	46°16' N	35°87' N
Longitude	1°15' W	7°12' E
Altitude	10 m	900 m

Pour sélectionner le modèle le plus précis, nous avons utilisé plusieurs indicateurs statistiques, à savoir l'erreur quadratique relative (rRMSE), l'erreur de biais moyenne (MBE), l'erreur quadratique moyenne (RMSE) et le coefficient de détermination ( $R^2$ ). Ces indicateurs statistiques permettent de mesurer la performance et la précision des différents modèles de prévision de l'irradiation solaire. Chacun de ces indicateurs fournit une mesure différente de la qualité des prévisions. Afin de notre mémoire plus accessible, on détaille dans ce qui suit leurs définitions respectives :

- ❖ L'indicateur rRMSE mesure la différence en pourcentage entre les valeurs mesurées et prédites, permettant ainsi de comparer les performances des modèles sur des ensembles de données avec des gammes de valeurs différentes. Il est calculé en par [18] :

$$rRMSE = \frac{RMSE}{G_{m,a}} 100\% \quad (\text{II. 50})$$

- ❖ L'indicateur MBE mesure la différence moyenne entre les valeurs mesurées et prédites et peut indiquer si un modèle a tendance à surestimer ou à sous-estimer les valeurs. Il est calculé par [51] :

$$MBE = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (G_{i,k} - G_{m,k}) \quad (\text{II. 51})$$

- ❖ L'indicateur RMSE mesure la différence moyenne au carré entre les valeurs mesurées et prédites et donne une idée de l'ampleur des erreurs de prévision. Il est calculé par [52] :

$$RMSE = \frac{\left[ \sum_{k=1}^N (G_{i,k} - G_{m,k})^2 \right]^{0.5}}{N} \quad (\text{II. 52})$$

- ❖ L'indicateur  $R^2$  mesure la proportion de la variance des données calculée par le modèle et peut indiquer à quel point le modèle s'adapte aux données. Il est calculé par [51] :

$$R^2 = \frac{\left[ \sum_{k=1}^N (G_{i,k} - G_{i,a})(G_{m,k} - G_{m,a}) \right]^2}{\sum_{k=1}^N (G_{i,k} - G_{i,a})^2 \sum_{k=1}^N (G_{m,k} - G_{m,a})^2} \quad (\text{II. 53})$$

- $G_{i,k}$ ,  $G_{m,k}$ ,  $G_{i,a}$  et  $G_{m,a}$  sont, respectivement les valeurs calculées et mesurées, ainsi que la moyenne calculée et la moyenne mesurée de l'irradiance solaire globale.

Conformément aux données expérimentales en notre possession, nous avons effectué des calculs pour deux jours de mois différents (juillet et septembre) entre 10<sup>h</sup> et 19<sup>h</sup>, avec un pas de temps d'une minute. On a estimé que le modèle le plus adéquat pour notre étude est celui qui offre les meilleures performances dans les quatre indicateurs statistiques combinés. De plus, nous avons cherché à déterminer l'angle optimal d'inclinaison des panneaux solaires pour maximiser la captation du rayonnement solaire durant toute la période de fonctionnement de l'installation de rafraîchissement de l'air (été). Pour ce faire, l'intervalle [0°, 45°] a été scruté avec un pas de 5°.

## II.7 Données expérimentales

Les données expérimentales ont été acquises durant les manipulations expérimentales réalisées à l'Université de La Rochelle. La centrale de traitement d'air par dessiccation et régénération solaire a été conçue pour étudier le potentiel de rafraîchissement, l'impact des conditions climatiques sur ses performances et la validation des modèles de simulation [1, 41]. Elle est de taille réelle et est couplée en amont et en aval, à une centrale de prétraitement de l'air et à une batterie chaude électrique (21 kW) de simulation de la charge (fig. II.4). L'installation solaire, objet de cette partie de l'étude, est composée de 40 m<sup>2</sup> de panneaux solaires sous vide et à haute performance inclinés à 45° et orientés vers le sud, d'un échangeur à plaques et d'un ballon de stockage de l'eau chaude solaire [1]. Les mesures du rayonnement solaire global et diffus s'effectuent moyennant 3 pyromètres placés au plus près des panneaux. L'ensemble des installations est géré par un logiciel dédié qui permet, à la fois, le pilotage des

différents appareils et l'acquisition des données de mesure, notamment l'intensité du rayonnement solaire. Ce sont ces données qui vont nous servir pour valider les modèles de calcul. Des automates sont également placés pour veiller à la sécurité contre la surchauffe de l'installation et pour la régulation de certains éléments [1, 41].

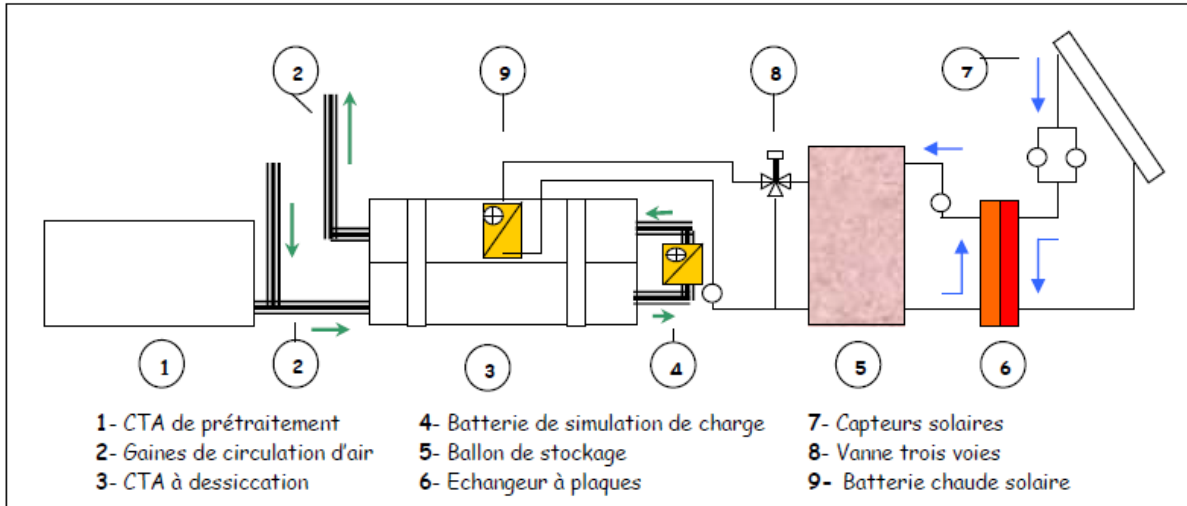


Figure II.4 : Vue d'ensemble de l'installation de La Rochelle [1].

Pour rappel, les dates du 17 juillet et 8 septembre ont été retenues pour effectuer les calculs avec nos programmes. La raison est que les données expérimentales disponibles ont été acquises dans des conditions climatiques très favorables (fig II.5 & II.6).

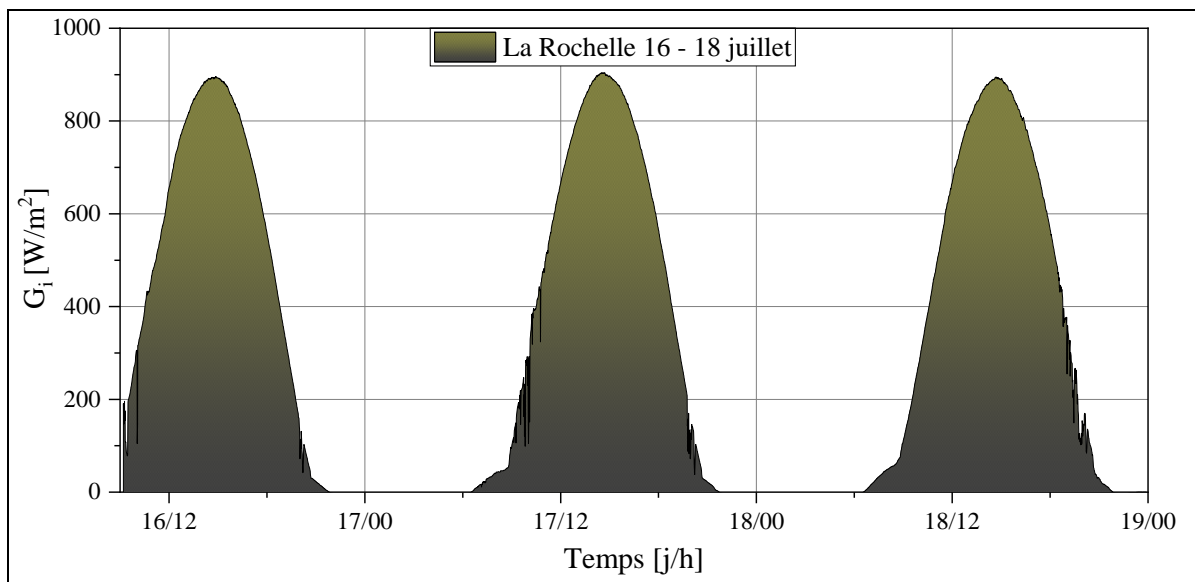
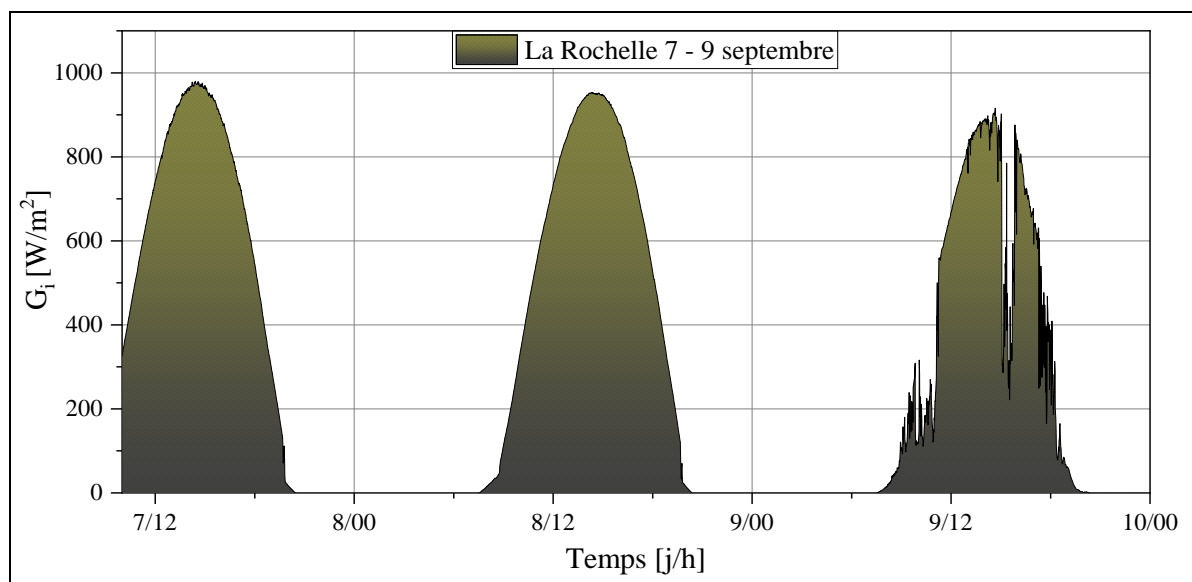


Figure II.5 : Flux solaire global capté à La Rochelle durant 3 jours du mois de juillet [1].



**Figure II.6 :** Flux solaire global capté à La Rochelle durant 3 jours du mois de septembre [1].

## II.8 Résultats du calcul

Pour ne pas encombrer davantage ce mémoire, nous avons préféré ne présenter que les résultats significatifs sous forme de tableau. Ce tableau compare les estimations de rayonnement sur une surface inclinée à un angle de  $45^\circ$ , obtenues à l'aide de la méthode isotrope pour chaque jour séparément. Les prévisions de la méthode anisotrope ont donné des résultats moins satisfaisants (tab II.4), justifiant notre choix de ne pas les inclure dans le tableau.

Le tableau II.3 offre une comparaison claire des performances des dix modèles en utilisant les indicateurs statistiques MBE, RMSE, rRMSE et  $R^2$ . Plus le MBE est proche de 0, plus le RMSE et le rRMSE sont faibles, et plus le  $R^2$  est proche de 1, meilleur est le modèle.

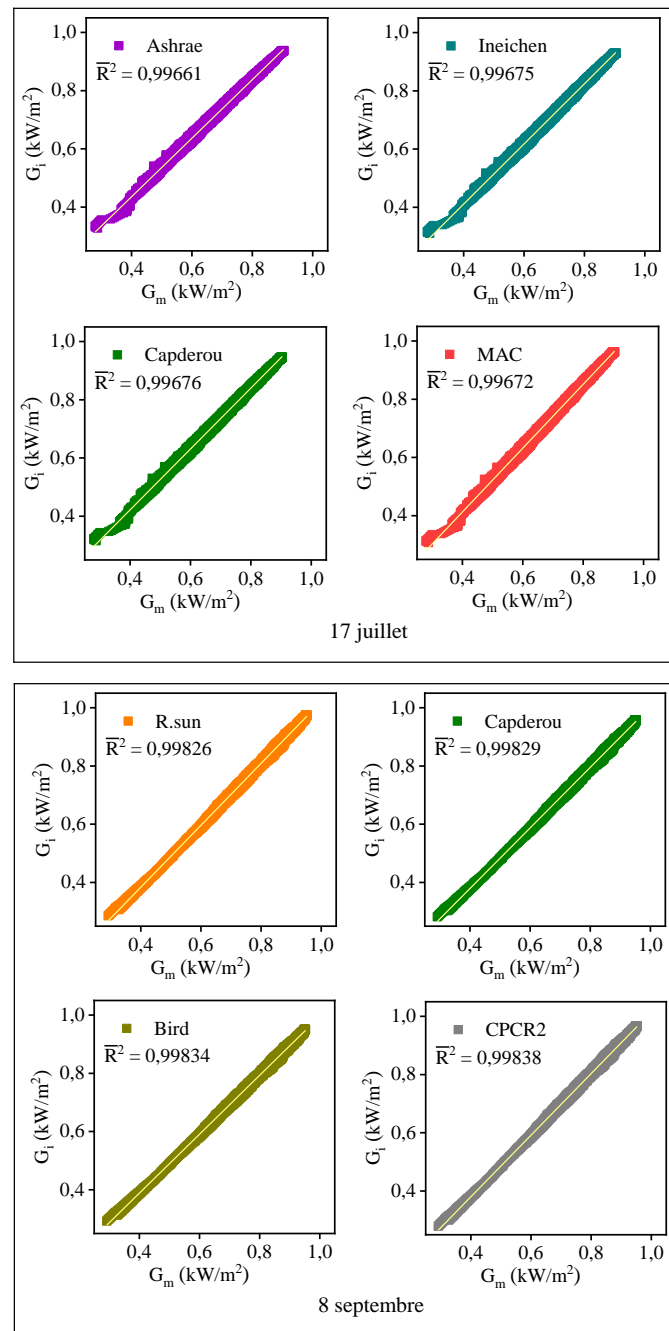
En comparant les résultats des modèles pour les deux jours étudiés (17 juillet et 8 septembre), on peut identifier les modèles les plus performants et les plus précis pour chaque jour. Pour le 17 juillet, le modèle Ineichen présente les meilleures valeurs de MBE ( $20.47 \text{ W/m}^2$ ), RMSE ( $23.70 \text{ W/m}^2$ ), rRMSE (3.417 %) et  $R^2$  (0.9832). Il est suivi par les modèles Capderou, Ashrae, R.sun et MAC. Pour le 8 septembre, le modèle Bird présente les meilleures valeurs de MBE ( $-7.920 \text{ W/m}^2$ ), RMSE ( $11.59 \text{ W/m}^2$ ), rRMSE (1.599 %) et  $R^2$  (0.9966). Il est suivi par les modèles Capderou, R.sun, MAC et CPC2. Le modèle Yang a montré des performances relativement médiocres pour les deux jours.

**Tableau II.3** : Résultats statistiques obtenus avec la méthode isotrope.

Modèles	17 juillet				8 Septembre			
	MBE (W/m <sup>2</sup> )	RMSE (W/m <sup>2</sup> )	rRMSE (%)	R <sup>2</sup> (-)	MBE (W/m <sup>2</sup> )	RMSE (W/m <sup>2</sup> )	rRMSE (%)	R <sup>2</sup> (-)
Ashrae	36.87	38.31	5.524	0.9537	31.97	35.38	4.883	0.9716
R.sun	41.77	43.76	6.309	0.9439	3.998	15.77	2.177	0.9943
Ineichen	20.47	23.70	3.417	0.9832	-47.87	48.79	6.734	0.9405
Capderou	34.92	37.33	5.382	0.9593	-8.031	14.06	1.941	0.9953
MAC	40.69	45.46	6.554	0.9452	-7.715	17.48	2.413	0.9929
Yang	101.5	102.	14.72	0.6579	24.31	25.63	3.537	0.9831
Bird	49.82	50.86	7.334	0.9186	-7.920	11.59	1.599	0.9966
REST	58.50	60.49	8.721	0.8968	-6.273	15.99	2.208	0.9941
CPCR2	76.66	77.73	11.21	0.8225	-1.251	14.16	1.954	0.9954
REST2	42.39	44.26	6.381	0.9424	-40.01	41.05	5.666	0.9557

Sur la figure [II.7](#), on a représenté les nuages de points des quatre premiers modèles pour chaque jour séparément. Ces graphiques permettent d'analyser le type et la force de la relation entre les valeurs mesurées (l'axe x) et les valeurs calculées (l'axe y) par les modèles. La relation peut être linéaire, non linéaire, positive, négative ou nulle. La force de la relation se mesure par la dispersion des points autour de la droite ou de la courbe de régression. Plus les points sont proches de la droite ou de la courbe, plus la relation est forte. Le coefficient de détermination ajusté ( $\check{R}^2$ ) quantifie également la qualité de l'ajustement entre les points et la droite ou la courbe. Plus ce coefficient est proche de 1 ou -1, plus la relation est forte et plus le modèle est précis.

Pour la journée du 18 juillet, tous les modèles présentent une corrélation positive entre les valeurs mesurées et calculées, mais avec une dispersion notable dans les faibles valeurs de rayonnement (0 - 0,5 kW/m<sup>2</sup>) correspondant aux périodes du matin et du soir. De plus, la droite de régression présente un biais positif significatif (elle est située nettement au-dessus de la bissectrice du premier quadrant). Leurs valeurs de  $\check{R}^2$  sont proches de 1, ce qui indique une bonne précision, mais inférieure à celle du 8 septembre. En revanche, pour ce jour-là, ces modèles montrent une corrélation positive encore plus forte entre les valeurs mesurées et calculées, sans dispersion apparente dans les points. La droite de régression est presque confondue avec la bissectrice du premier quadrant. Leurs valeurs de  $\check{R}^2$  sont encore plus proches de 1, ce qui indique une excellente précision.



**Figure II.7 :** Nuages de points des meilleurs modèles pour les deux jours de calcul.

D'après nos résultats statistiques précédemment exposés, on peut dire que, globalement, les modèles basés sur le facteur de turbidité de Linke (Capderou, R.sun et Ineichen) sont plus performants que ceux basés sur les fonctions de transmittance atmosphérique. De plus, les modèles de Capderou et R.sun ont fourni des prédictions significatives pour les deux jours étudiés. Pour les départager, nous avons procédé à une deuxième comparaison statistique qui inclut les données de rayonnement solaire pour les deux jours combinés.

## II.8.1 Sélection de modèles de travail

### II.8.1.1 Choix statistique du meilleur modèle

Dans le tableau II.4, on présente une comparaison exhaustive des modèles par les deux méthodes de calcul du rayonnement solaire sur une surface inclinée : la méthode isotrope (Liu & Jordan) et la méthode anisotrope (Klucher). Après analyse des indicateurs, il est apparu que la méthode isotrope offre des résultats meilleurs que ceux de la méthode anisotrope. En effet, les valeurs de MBE, RMSE et rRMSE sont plus faibles et la valeur de  $R^2$  est plus élevée pour la méthode isotrope, ce qui indique une proximité accrue avec les données expérimentales et des erreurs de calcul moindres. Par conséquent, on estime que la méthode isotrope est plus adaptée pour estimer le rayonnement solaire sur une surface inclinée, surtout en cas de ciel clair (en été).

**Tableau II.4 :** Résultats statistiques pour les jours sélectionnés.

Modèles	Méthode isotrope (Liu & Jordan)				Méthode anisotrope (Klucher)			
	MBE (W/m <sup>2</sup> )	RMSE (W/m <sup>2</sup> )	rRMSE (%)	R <sup>2</sup> (-)	MBE (W/m <sup>2</sup> )	RMSE (W/m <sup>2</sup> )	rRMSE (%)	R <sup>2</sup> (-)
Ashrae	34.42	36.88	5.201	0.9643	57.64	60.57	8.542	0.9048
R.sun	22.88	32.89	4.638	0.9723	53.61	63.20	8.913	0.9013
Ineichen	-13.70	38.36	5.409	0.9603	21.03	51.7	7.299	0.9319
Capderou	13.44	28.21	3.978	0.9792	42.27	54.92	7.745	0.9247
MAC	16.49	34.44	4.857	0.9708	38.35	53.27	7.513	0.9013
Yang	62.95	74.44	10.49	0.8427	128.03	141.09	13.04	0.4902
Bird	20.95	36.89	5.202	0.9622	59.585	73.12	10.31	0.8576
REST	26.11	44.240	6.239	0.9509	61.58	77.47	10.92	0.8563
CPCR2	37.70	55.87	7.879	0.9207	89.90	107.75	15.19	0.7322
REST2	1.189	42.69	6.020	0.9504	40.62	70.36	9.922	0.8760

Le modèle Capderou est le plus précis parmi les dix modèles utilisant la méthode isotrope (tab II.4). Il présente la valeur de RMSE la plus faible (28.21 W/m<sup>2</sup>), indiquant une faible dispersion des erreurs autour de la moyenne, ainsi que la valeur de rRMSE la plus faible (3.978 %), signifiant que l'erreur quadratique moyenne est très faible par rapport à la valeur moyenne observée. De plus, il a la valeur de  $R^2$  la plus élevée (0.9792), indiquant un fort degré d'ajustement entre les valeurs mesurées et estimées par le modèle Capderou. Bien que la valeur de MBE du modèle Capderou soit positive (13.44 W/m<sup>2</sup>), signifiant une

tendance à surestimer le rayonnement solaire par rapport aux données expérimentales, cette valeur reste relativement faible par rapport aux autres modèles qui ont des valeurs de MBE plus élevées ou négatives (indiquant une sous-estimation). Le modèle Capderou est donc le plus proche des données.

En conclusion préliminaire, le modèle Capderou est le meilleur choix pour estimer le rayonnement solaire sur une surface inclinée à l'aide de la méthode isotrope. Il peut donc être adopté efficacement pour estimer le rayonnement solaire sur la ville d'Oum El-Bouaghi.

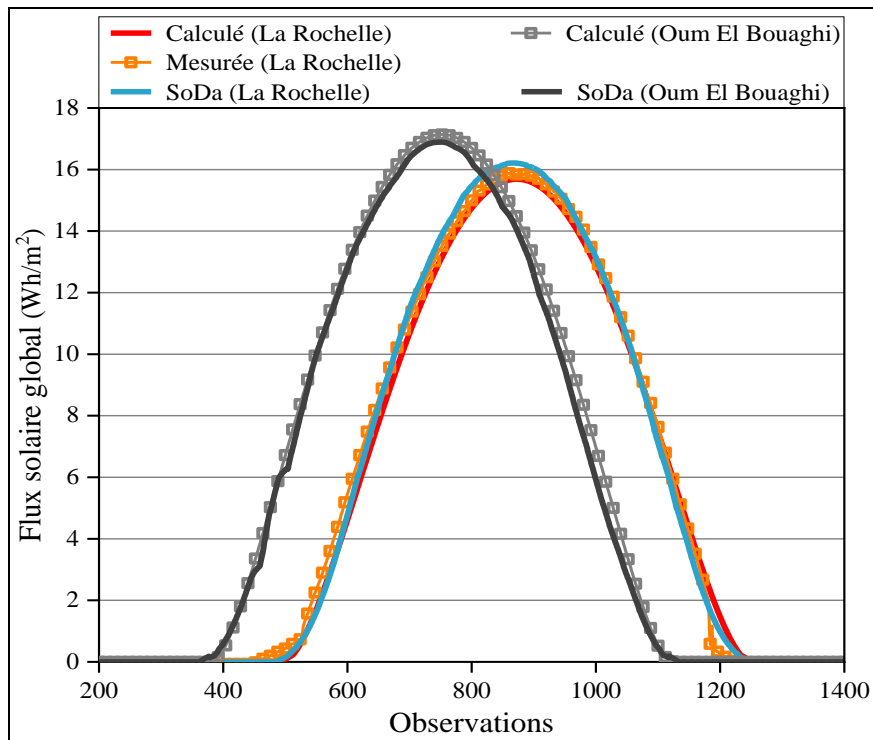
### *II.8.1.2 Validation du modèle par les données satellitaires*

Avant de valider définitivement le modèle de Capderou comme choix final pour notre étude, nous avons effectué un test en utilisant des données satellitaires. Nous avons obtenu ces données à partir de la base de données HelioClim du service SoDa ([www.soda-pro.com](http://www.soda-pro.com)), un service web professionnel pour le rayonnement solaire, pour une période allant de février 2004 à décembre 2006. SoDa utilise des images satellitaires pour calculer les différentes composantes du rayonnement solaire sur les surfaces horizontales et inclinées.

Bien que plusieurs références [53–55] confirment la fiabilité des données de rayonnement solaire fournies par SoDa, il est recommandé de les comparer avec des mesures locales ou d'autres sources de données pour vérifier leur exactitude. Par conséquent, nous avons comparé d'abord les données SoDa avec les données mesurées pour le site de La Rochelle le 8 septembre pour des panneaux inclinés à un angle de 45° afin de vérifier leur qualité. Ensuite, nous avons comparé ces données avec les données calculées pour les deux sites de La Rochelle et Oum El-Bouaghi pour le même jour.

Les résultats présentés dans la figure II.8 montrent un accord satisfaisant entre les courbes pour les deux sites étudiés. L'analyse statistique de l'erreur entre les données SoDa et les données mesurées (1140 observations) a donné des valeurs de RMSE très faibles et de  $R^2$  très proches de 1 (RMSE = 0.29 Wh/m<sup>2</sup>,  $R^2$  = 0.9976). Ces valeurs indiquent que les données SoDa sont très proches des données mesurées, ce qui est rassurant quant à leur fiabilité.

La comparaison des données SoDa avec celles calculées par le modèle Capderou pour les deux sites de La Rochelle et Oum El-Bouaghi a également révélé de bons résultats pour RMSE et  $R^2$  (respectivement RMSE = 0.35 Wh/m<sup>2</sup>,  $R^2$  = 0.9965 et RMSE = 0.49 Wh/m<sup>2</sup>,  $R^2$  = 0.9942), ce qui constitue une autre preuve témoignant de la bonne performance et de la précision du modèle Capderou.

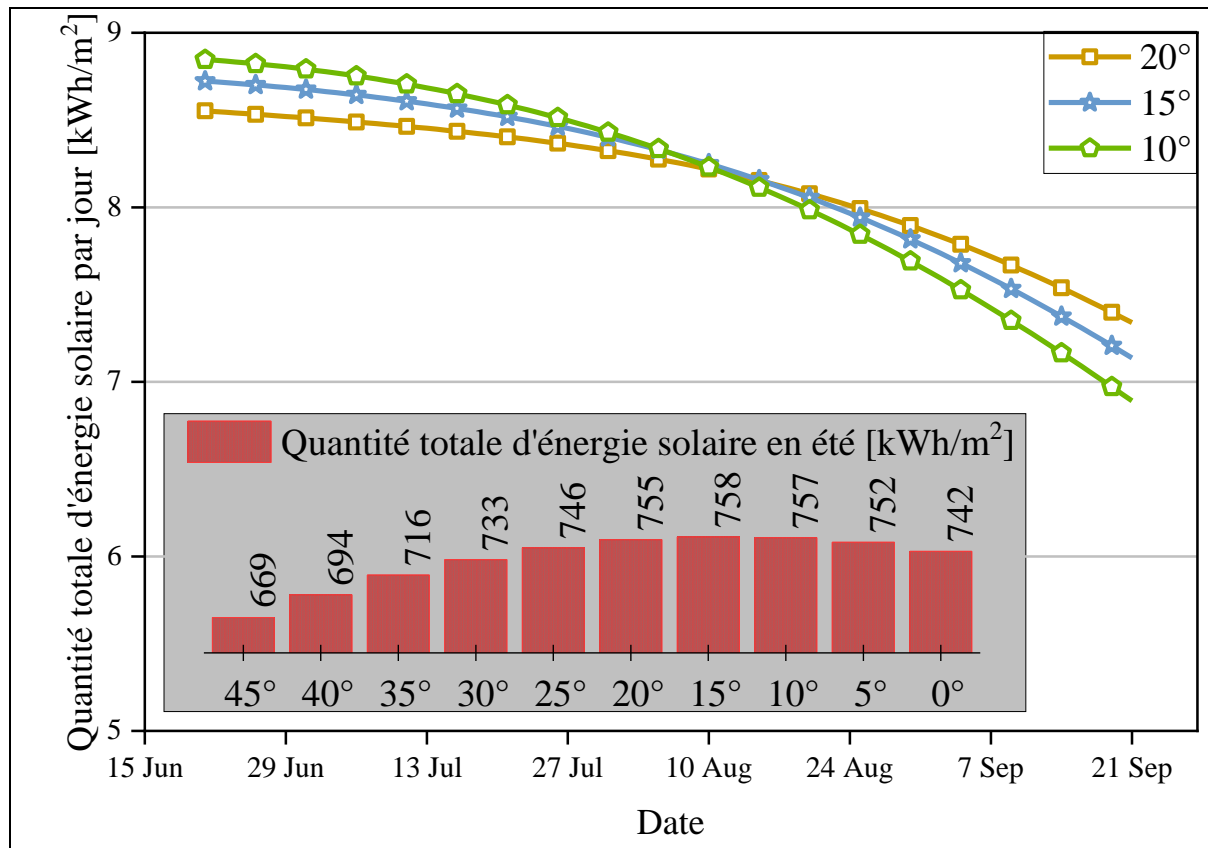


**Figure II.8 :** Comparaison entre les prédictions du modèle Capderou avec les données expérimentales et SoDa.

En définitive, et après ces deux études comparatives, nous pouvons confirmer que le modèle de Capderou est le choix approprié pour le calcul du potentiel solaire dans la suite de cette l'étude.

### II.8.2 Choix de l'inclinaison optimale

L'angle d'inclinaison des capteurs solaires influe considérablement sur la quantité d'énergie captée. L'orientation vers le sud reste, bien évidemment, la meilleure pour une installation située dans l'hémisphère nord. Il est utile de rappeler que lors de la validation du modèle, et conformément aux données expérimentales, nous avons utilisé l'hypothèse d'un angle d'inclinaison de  $45^\circ$  (ville de La Rochelle). Pour la ville d'Oum-El-Bouaghi, il donc nécessaire de reconsidérer le problème afin de choisir l'inclinaison optimale des capteurs à installer. Pour se faire, nous avons procédé au calcul de l'énergie totale captée et l'énergie solaire quotidienne disponible sur toute la période de fonctionnement de la centrale de traitement d'air par dessiccation et régénération solaire (été). On a considéré qu'effectuer le calcul sur toute cette longue période était plus perspicace et plus représentatif que se limiter à quelques jours les mieux ensoleillés.



**Figure II.9 :** Influence de l'angle d'inclinaison sur la quantité d'énergie solaire reçue à Oum El Bouaghi.

Il apparaît clairement (fig II.9), que les angles d'inclinaison de 10°, 15° et 20° offrent une captation maximale du rayonnement solaire pendant l'été. L'angle de 15° offre une énergie captée allant jusqu'à de 758 kWh/m<sup>2</sup>, mais cette quantité s'avère insuffisante durant les derniers jours de l'été.

En examinant la quantité d'énergie quotidienne captée, on observe qu'elle diminue dans la seconde moitié de la saison après avoir atteint près de 9 kWh/m<sup>2</sup>, elle tombe à 7 kWh/m<sup>2</sup> à la fin de l'été, ce qui peut affecter l'efficacité de l'installation solaire. En revanche, le captage journalier sous un angle d'inclinaison de 20° est plus constant et garantit une captation d'énergie solaire supérieure à 7.5 kWh/m<sup>2</sup> tout au long de la saison estivale.

## II.9 Conclusion

Le but de cette partie du travail était d'estimer le potentiel solaire disponible pour alimenter une centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation. Nous avons utilisé les données expérimentales et satellitaires pour tester dix modèles de calcul du potentiel solaire afin d'en choisir le plus précis. C'est le modèle de Capderou qui a donné les meilleurs résultats sur l'estimation du rayonnement solaire sur une surface inclinée à l'aide de la méthode isotrope de Liu & Jordan et a donc été retenu pour calculer le rayonnement solaire reçu au niveau de la ville d'Oum-El-Bouaghi par des capteurs inclinés et orientés vers le sud.

Selon nos calculs, la quantité d'énergie reçue pendant toute la saison estivale (21 juin au 21 septembre) est de 755 kWh/m<sup>2</sup> soit une moyenne de 8.1 kWh/m<sup>2</sup>/jour. Cette quantité semble suffire pour la régénération du matériau dessicant d'une centrale à Oum-el-Bouaghi. Nous utiliserons ces résultats pour modéliser le fonctionnement réel d'une centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation à implanter dans cette ville. Nous vérifierons ensuite que le flux solaire capté suffira pour le traitement de l'air pendant toute la saison estivale.

## Références

- [1] N. Labeled, P. Joubert, and M. Burlot, “Etude expérimentale d’évaluation du potentiel de rafraîchissement des bâtiments à l’aide d’une centrale de traitement d’air à dessiccation et régénération solaire pour les climats semi-arides,” *16èmes Journées Int. Therm.*, 2013.
- [2] Y. Zahraoui, M. R. Basir Khan, I. Alhamrouni, S. Mekhilef, and M. Ahmed, “Current status, scenario, and prospective of renewable energy in algeria: A review,” *Energies*, vol. 14, no. 9, 2021.
- [3] N. Kabouche, F. Chellali, and A. Recioui, “A review on solar radiation assessment and forecasting in Algeria,” *Alger. J. Signals Syst.*, vol. 6, no. 3, pp. 130–146, 2021.
- [4] A. A. El-Sebaï, F. S. Al-Hazmi, A. A. Al-Ghamdi, and S. J. Yaghmour, “Global, direct and diffuse solar radiation on horizontal and tilted surfaces in Jeddah, Saudi Arabia,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 2, pp. 568–576, 2010.
- [5] “countryeconomy.” [Online]. Available: <https://countryeconomy.com/>.
- [6] International Renewable Energy Agency. (IRENA), *Energy profile, Algeria. 2022*.
- [7] Centre de Développement des Energies Renouvelables. (CDER), *Algerian Renewable energy resource Atlas. 2019*.
- [8] L. Wald, *Sciences de la Terre et de l ’ environnement Introduction au rayonnement solaire Presses des Mines*, no. October 2020. 2021.
- [9] P. J. Pérez-Higueras, P. Rodrigo, E. F. Fernández, F. Almonacid, and L. Hontoria, “A simplified method for estimating direct normal solar irradiation from global horizontal irradiation useful for CPV applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 5529–5534, 2012.
- [10] F. Yettou, A. Gama, K. Bouaraour, H. Baroud, and H. Djekaoua, “Estimation de l ’ Ensoleillement par Deux Modèles Semi-Empiriques dans la Région de Ghardaïa,” no. October, pp. 1–8, 2018.
- [11] M. Mesri-Merad, I. Rougab, A. Cheknane, and N. I. Bachari, “Estimation du rayonnement solaire au sol par des modèles semi-empiriques,” *Rev. des Energies Renouvelables*, vol. 15, pp. 451–463, 2012.
- [12] C. Gautier, G. Diak, and S. Masse, “A simple physical model to estimate incident solar radiation at the surface from GOES satellite data,” *J. Appl. Meteorol. Climatol.*, vol. 19, no. 8, pp. 1005–1012, 1980.
- [13] W. Qin, L. Wang, J. Wei, B. Hu, and X. Liang, “A novel efficient broadband model to

- derive daily surface solar Ultraviolet radiation (0.280–0.400  $\mu\text{m}$ ),” *Sci. Total Environ.*, vol. 735, 2020.
- [14] C. A. Gueymard, “Direct solar transmittance and irradiance predictions with broadband models. Part I: detailed theoretical performance assessment,” *Sol. Energy*, vol. 74, pp. 355–379, 2003.
- [15] S. Alam, “Prediction of direct and global solar irradiance using broadband models: Validation of REST model,” *Renew. Energy*, vol. 31, no. 8, pp. 1253–1263, 2006.
- [16] V. Badescu, C. A. Gueymard, S. Cheval, C. Oprea, and M. Baci, “Computing global and diffuse solar hourly irradiation on clear sky. Review and testing of 54 models,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, pp. 1636–1656, 2012.
- [17] C. A. Gueymard, “Clear-sky irradiance predictions for solar resource mapping and large-scale applications: Improved validation methodology and detailed performance analysis of 18 broadband radiative models,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 8, pp. 2145–2169, 2012.
- [18] Y. El Mghouchi, A. El Bouardi, Z. Choulli, and T. Ajzoul, “Models for obtaining the daily direct, diffuse and global solar radiations,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 56, pp. 87–99, 2016.
- [19] M. H. Babikir *et al.*, “Modeling the incident solar radiation of the city of N’Djamena (Chad) by the capderou method,” *Int. J. Photoenergy*, vol. 2020, 2020.
- [20] S. Benkaciali, M. Haddadi, and A. Khellaf, “Evaluation of direct solar irradiance from 18 broadband parametric models: Case of Algeria,” *Renew. Energy*, vol. 125, pp. 694–711, 2018.
- [21] B. Durusoy, T. Ozden, and B. G. Akinoglu, “Solar irradiation on the rear surface of bifacial solar modules: a modeling approach,” *Sci. Rep.*, vol. 10, no. 1, pp. 1–10, 2020.
- [22] A. De Miguel, J. Bilbao, and M. Diez, “Solar radiation incident on tilted surfaces in Burgos, Spain: Isotropic models,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 36, no. 10, pp. 945–951, 1995.
- [23] S. Nijmeh and R. Mamlook, “Testing of two models for computing global solar radiation on tilted surfaces,” *Renew. Energy*, vol. 20, no. 1, pp. 75–81, 2000.
- [24] E. Ruiz, A. Soler, and L. Robledo, “Comparison of the Olmo model with global irradiance measurements on vertical surfaces at Madrid,” *Energy*, vol. 27, no. 10, pp. 975–986, 2002.
- [25] K. N. Shukla, S. Rangnekar, and K. Sudhakar, “Comparative study of isotropic and anisotropic sky models to estimate solar radiation incident on tilted surface: A case

- study for Bhopal, India,” *Energy Reports*, vol. 1, pp. 96–103, 2015.
- [26] T. M. KLUCHER, “Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces,” *Sol. Energy*, vol. 23, no. 2, pp. 111–114, 1979.
- [27] R. Perez, R. Stewart, C. Arbogast, R. Seals, and J. Scott, “An anisotropic hourly diffuse radiation model for sloping surfaces: Description, performance validation, site dependency evaluation,” *Sol. Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 481–497, 1986.
- [28] K. Bakirci, “General models for optimum tilt angles of solar panels: Turkey case study,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 8, pp. 6149–6159, 2012.
- [29] C. K. Pandey and A. K. Katiyar, “A comparative study of solar irradiation models on various inclined surfaces for India,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 4, pp. 1455–1459, 2011.
- [30] R. Yacef, A. Mellit, S. Belaid, and Z. Şen, “New combined models for estimating daily global solar radiation from measured air temperature in semi-arid climates: Application in Ghardaïa, Algeria,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 79, pp. 606–615, 2014.
- [31] N. Nijegorodov, “Improved ashrae model to predict hourly and daily solar radiation components in Botswana, Namibia, and Zimbabwe,” *Renew. Energy*, vol. 9, no. 1-4 SPEC. ISS., pp. 1270–1273, 1996.
- [32] R. E. Bird and R. L. Hulstrom, “Simplified clear sky model for direct and diffuse insolation on horizontal surfaces,” Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA), 1981.
- [33] F. Kasten and A. T. Young, “Revised Optical Air Mass Tables,” *Appl. Opt.*, vol. 28, no. 22, pp. 4735–4738, 2000.
- [34] T. C. E. Marcus, M. H. Ibrahim, N. H. Ngajikin, and A. I. Azmi, “Optical path length and absorption cross section optimization for high sensitivity ozone concentration measurement,” *Sensors Actuators, B Chem.*, vol. 221, pp. 570–575, 2015.
- [35] “sciencedirect.” [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/precipitable-water>.
- [36] E. Hack, T. Pauliquevis, H. Barbosa, M. Yamasoe, D. Klebe, and A. Correia, “Precipitable water vapor retrievals using a ground infrared sky camera in subtropical South America,” no. October, pp. 1–22, 2022.
- [37] Aeronet, [Online]. Available: [https://aeronet.gsfc.nasa.gov/new\\_web/Documents/Aerosol\\_Optical\\_Depth.pdf](https://aeronet.gsfc.nasa.gov/new_web/Documents/Aerosol_Optical_Depth.pdf).
- [38] R. E. Bird and C. Riordan, “Simple solar spectral model for direct and diffuse irradiance on horizontal and tilted planes at the earth’s surface for cloudless atmospheres,” *J. Clim. Appl. Meteorol.*, vol. 25, no. 1, pp. 87–97, 1986.

- [39] C. Gueymard, “A two-band model for the calculation of clear sky solar irradiance, illuminance, and photosynthetically active radiation at the earth’s surface,” *Sol. Energy*, vol. 43, no. 5, pp. 253–265, 1989.
- [40] G.-H. Lemieux, R. Bégin, D. Bégin, A. Arsenault, and R. Perez, “Cartographie par satellite de la ressource énergétique solaire au Québec,” in *STAR/IMSAT, Laboratoire de télédétection, UQAC, Chicoutimi, Québec, Canada*, 2000.
- [41] N. Labed, P. Joubert, “Etude des performances d’une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation pour des climats chauds et semi-arides,” *Journées Int. Therm. (JITH 2017)*, 2017.
- [42] P. Ineichen, “A broadband simplified version of the Solis clear sky model,” *Sol. Energy*, vol. 82, no. 8, pp. 758–762, 2008.
- [43] J. A. Davies and D. C. McKay, “Estimating solar irradiance and components,” *Sol. Energy*, vol. 29, no. 1, pp. 55–64, 1982.
- [44] J. Hofierka and M. Suri, “The solar radiation model for Open source GIS: implementation and applications. International GRASS users conference in Trento, Italy, September 2002,” 2002, no. September, pp. 11–13.
- [45] K. Yang, G. W. Huang, and N. Tamai, “Hybrid model for estimating global solar radiation,” *Sol. energy*, vol. 70, no. 1, pp. 13–22, 2001.
- [46] A. Mefti, M. y. Bouroubi, and A. Khellaf, “Analyse Critique du Modèle de l’Atlas Solaire de l’Algérie,” *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 2, no. 2, pp. 69–85, 1999.
- [47] “SoDa.” [Online]. Available: <https://www.soda-pro.com/>.
- [48] P. Ineichen, “High turbidity Solis clear sky model: Development and validation,” *Remote Sens.*, vol. 10, no. 3, 2018.
- [49] *American Society and Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), Handbook of Fundamentals*. 1972.
- [50] J. A. Davies and D. C. McKay, “Evaluation of selected models for estimating solar radiation on horizontal surfaces,” *Sol. Energy*, vol. 43, no. 3, pp. 153–168, 1989.
- [51] G. R. Ruiz and C. F. Bandera, “Validation of calibrated energy models: Common errors,” *Energies*, vol. 10, no. 10, 2017.
- [52] M. Calasan, S. H. E. Abdel Aleem, and A. F. Zobaa, “On the root mean square error (RMSE) calculation for parameter estimation of photovoltaic models: A novel exact analytical solution based on Lambert W function,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 210, no. January, p. 112716, 2020.

- 
- [53] P. Blanc, B. Gschwind, M. Lefèvre, and L. Wald, “The HelioClim project: Surface solar irradiance data for climate applications,” *Remote Sens.*, vol. 3, no. 2, pp. 343–361, 2011.
- [54] M. Lefèvre *et al.*, “McClear: A new model estimating downwelling solar radiation at ground level in clear-sky conditions,” *Atmos. Meas. Tech.*, vol. 6, no. 9, pp. 2403–2418, 2013.
- [55] A. Oumbe *et al.*, “Solar irradiance in clear atmosphere: study of parameterisations of change with altitude,” *Adv. Sci. Res.*, vol. 6, no. 1, pp. 199–203, 2011.

## **CHAPITRE III :**

**MODÉLISATION ET VALIDATION D'UN  
SYSTÈME DE RAFRAÎCHISSEMENT SOLAIRE  
DE L'AIR PAR DESSICCATION**

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous développerons un modèle pour simuler le fonctionnement réel d'une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation et régénération solaire. Pour valider notre modèle, nous confronterons les résultats du calcul aux données expérimentales obtenues sur le DCS LaSIE de La Rochelle [1–3]. Bien évidemment, pour ce faire, nous nous placerons dans les mêmes conditions de travail que celles imposées pendant l'étude expérimentale.

### III.2 Travaux expérimentaux au LaSIE de La Rochelle

Comme précisé dans le chapitre précédent, le Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE) dispose d'une centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation et à régénération solaire de taille réelle (fig I.17). Elle a été dimensionnée pour un débit d'air de 3200 m<sup>3</sup>/h et dispose d'un système perfectionné et complet d'acquisition automatique de données sur les circuits solaire et de l'air. La régulation est assurée par des automates programmables. Elle peut être couplée à son entrée, le cas échéant, à une centrale de traitement de l'air conventionnelle pour l'imposition de conditions climatiques particulières. Cette installation a fait l'objet de multiples travaux pour diverses conditions de fonctionnement (tab III.1).

**Tableau III.1 :** Principales études expérimentales réalisées sur la centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation du LaSIE.

		Conditions de l'air à l'entrée du DCS			
Auteur	Climat	T <sub>1</sub> [°C]	X <sub>1</sub> [g/ kg <sub>air sec</sub> ]	T <sub>régénération</sub> [°C]	COP <sub>th</sub>
Labed [1]	Semi-arides	37	6	50-65	0.32-0.59
Bourdoukan [4]	Marin humide	30	13	57	0.45

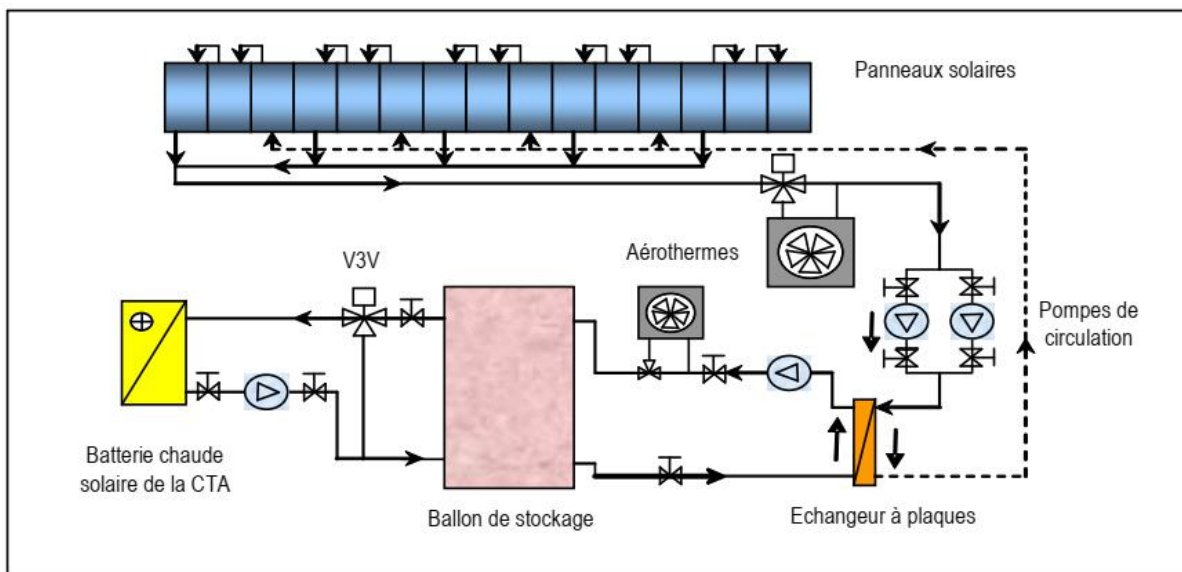
Les campagnes de mesure réalisées sur le DCS (fig I.17), suivant des protocoles bien définis [1–3], ont donné naissance principalement à 3 types de résultats :

1. Essais courts sur une journée.
2. Essais longs effectués avec de l'air neuf à faible humidité et à température modérée.
3. Essais longs avec de l'air prétraité avec les conditions d'un climat chaud et semi-aride (37°C, 5,5 g/kg<sub>air sec</sub>).

Le troisième type est particulièrement intéressant pour notre étude puisque les conditions climatiques imposées à l'entrée du DCS correspondent à ceux de la région d'Oum-El-Bouaghi. L'installation a réussi à réaliser des conditions de soufflage de l'air satisfaisantes pour répondre aux exigences de confort [1]. Nous allons donc, à travers notre étude, modéliser l'ensemble (traitement de l'air et solaire) des éléments constitutifs de l'installation et essayer de moduler les modes de son fonctionnement (fig I.17). Le langage TRNSYS sera notre outil principal dans cette tâche. Le but est, en premier lieu, de retrouver des résultats comparables aux données expérimentales et par la suite, mettre au point un modèle général capable de prévoir les conditions de soufflage de l'air à la sortie du DCS en fonction des conditions climatiques et d'ensoleillement du lieu d'implantation de l'installation. Dans la prochaine section, nous allons présenter succinctement l'installation du LaSIE.

### III.2.1 L'installation solaire

La figure III.1 donne une vue générale sur les composantes solaires de l'installation et sur son principe de fonctionnement. Pour une description plus détaillée, il faut se reporter à la section 7 du chapitre II.



**Figure III.1** : Circuit solaire de la centrale de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation du LaSIE [2].

### III.2.2 La centrale de traitement d'air par dessiccation DCS

Le DCS (fig II.4) est couplée en amont et en aval à une centrale de prétraitement de l'air et à une batterie chaude électrique de simulation de la charge de bâtiment [2]. Il est équipé principalement de :

- ❖ Une roue dessiccante (RD) en gel de silice de 120 cm de diamètre et de 20 cm d'épaisseur avec une vitesse de rotation de 7,7 tours/h.
- ❖ Une roue sensible (RS) : C'est un échangeur thermique rotatif composé d'une matrice poreuse en aluminium d'un diamètre de 1,20 m et d'une épaisseur de 0,20 m avec une vitesse de rotation de 12 tours/min.
- ❖ Deux humidificateurs à atomisation par rotation (20 tours/min), alimentés par des moteurs de 150W.
- ❖ Une batterie chaude solaire (eau-air) d'une puissance théorique de 22,4 kW.
- ❖ Une batterie chaude électrique de 36 kW, utilisée comme appoint pour la régénération.
- ❖ Deux ventilateurs à haute performance de 500 W pour un débit d'air de 3200 m<sup>3</sup>/h.
- ❖ Onze psychromètres équipés de deux sondes Pt100 pour la mesure des températures sèche et humide de l'air.
- ❖ Un ensemble complet d'adoucisseur de l'eau utilisée par les humidificateurs.
- ❖ Une sonde industrielle (T, X) pour la mesure des conditions de reprise de l'air.

Le tableau III.2 ci-dessous présente les données techniques fournies par le fabricant de la RD [5], ainsi que les propriétés physiques moyennes de l'air.

**Tableau III.2 :** Données sur la roue dessiccante avec les caractéristiques de l'air.

Propriétés		Valeur
<b>Roue dessiccante</b>		
Hauteur de canal	a	$1.7 \cdot 10^{-3}$ m
Largeur de canal	b	$3.6 \cdot 10^{-3}$ m
Épaisseur du revêtement dessiccant	$d_t$	$0.2 \cdot 10^{-3}$ m
Profondeur du rotor	L	0.2 m
Chaleur d'adsorption	$Q_{sor}$	2500-2700 kJ·kg <sup>-1</sup>
Densité du dessiccant	$\rho_d$	240 kg·m <sup>-3</sup>
Chaleur spécifique isobare du dessiccant	$C_{p_d}$	800 J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
<b>Air</b>		
Conductivité thermique	K	0.0263 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Densité de l'air	$\rho_g$	1.1614 kg·m <sup>-3</sup>
Chaleur spécifique isobare de l'air	$C_{p_g}$	1007 J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Vitesse de l'air dans le canal	$U_g$	0.75 m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>
Constante de l'air	R	287.058 J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Pression atmosphérique	$P_0$	101325 Pa

### III.3 Logiciel TRNSYS de simulation

TRNSYS (TRAnSient SYStem) est un environnement logiciel graphique très flexible qui a été développé il y a quatre décennies par des membres du laboratoire d'énergie solaire

de l'Université du Wisconsin-Madison. Il est utilisé pour simuler le comportement des systèmes transitoires et particulièrement l'évaluation des performances des systèmes d'énergie thermique et électrique [6]. Il permet de résoudre des problèmes énergétiques en décomposant les systèmes complexes en une collection de petits composants qui peuvent être étudiés indépendamment et reliés par la suite aux autres éléments du système [7].

TRNSYS est un outil universel, avec des centaines de composants intégrés dans sa bibliothèque standard. La complexité de ces composants (appelés types) varie d'un simple élément à un système complexe [8]. C'est aussi un outil modulaire qui permet aux utilisateurs d'enrichir aisément son contenu en développant de nouveaux modèles de composants à partir de divers langages de programmation tels que Fortran, C, ou Matlab. On peut également modifier et adapter les composants contenus dans sa bibliothèque. Le moteur de simulation offre la possibilité de relier les composants du système de la manière souhaitée, de résoudre des équations différentielles et de faciliter les entrées et les sorties [9].

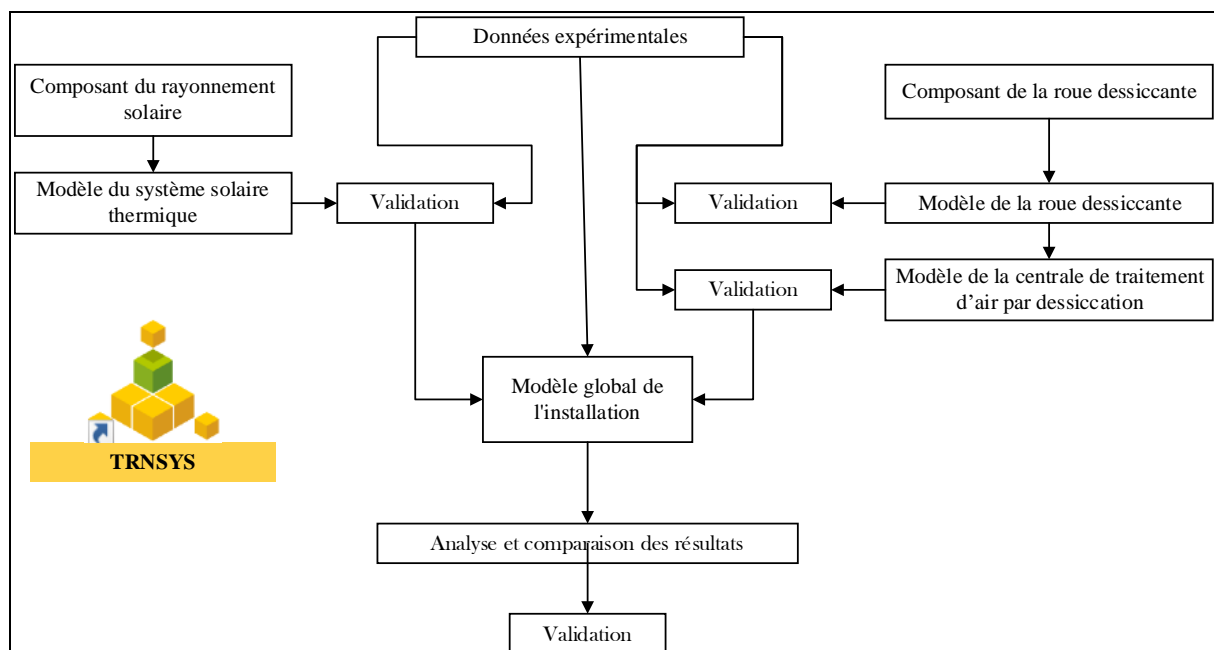
### **III.4 Etapes de la simulation**

Pour la simulation de la partie solaire du DCS, nous avons suivi une méthodologie logique composée d'étapes successives. L'environnement TRNSYS est un outil modulaire qui permet de créer un système complet en reliant les composants le représentant. Certains de ces composants sont disponibles dans sa bibliothèque standard mais d'autres doivent être développés pour les cas spécifiques. Afin de se conformer aux données expérimentales en notre possession, nous avons donc créé deux nouveaux composants : l'un pour le rayonnement solaire basé sur le modèle choisi dans le chapitre II, et l'autre pour la RD. Nous avons ensuite construit et validé séparément plusieurs modèles individuels pour s'assurer de la fiabilité du modèle global de notre système (fig III.2). Cette démarche est nécessaire car des erreurs et/ou des incohérences dans un modèle individuel peuvent affecter la qualité des résultats du modèle global et fausser ainsi les prévisions et les décisions basées sur ces résultats. De plus, elle nous permet de mieux comprendre le fonctionnement de chaque composant du système et leur interaction mutuelle. La stratégie l'enchaînement des étapes du calcul peuvent être résumé par :

- En premier lieu, on développera un modèle de calcul du système solaire (SDCS) qui fournit la chaleur nécessaire à la régénération de la RD. Il permettra donc de simuler la captation solaire et le stockage thermique. Valider ce modèle en le comparant avec des données expérimentales.

- En deuxième lieu, on mettra en place un modèle de la RD qui décrit fidèlement les transferts de chaleur et de masse entre l'air pulsé, le matériau dessiccateur et l'air extrait.
- Un modèle de la centrale de traitement d'air par dessiccation, intégrant le modèle précédant de la RD avec les autres composants du système (RS, humidificateurs...), sera conçu et testé.
- Finalement, et c'est le but ultime de cette étude, interconnecter tous les modèles partiels réalisés pour créer un modèle complet d'une installation solaire de rafraîchissement de l'air par dessiccation. Il sera modulable et servira à l'évaluation des performances des systèmes en fonction des paramètres d'entrée tels que les données climatiques du lieu d'implantation, les charges thermiques et les consignes de régulation. Bien entendu, et en premier lieu, les conditions climatiques semi-arides de la ville d'Oum-El-Bouaghi serviront pour tester la validité du modèle.

Il est important de préciser que les résultats des tous les modèles seront validés par la confrontation avec les données de mesure issues des manipulations expérimentales effectuées au LaSIE de La Rochelle. La figure III.2 présente un organigramme simplifié des programmes de calcul.



**Figure III.2** : Procédures de simulation dans l'Environnement TRNSYS

### III.5 Modélisation des composants du système de rafraîchissement de l'air par dessiccation et de régénération solaire SDCS

Nous avons opté pour une méthode de modélisation thermodynamique. Elle est basée sur les principes de la thermodynamique, notamment la première loi, pour décrire les cycles de conversion d'énergie, les transferts thermiques et les rendements énergétiques des systèmes énergétiques. Cette méthode consiste à faire les bilans de masse et d'énergie pour déterminer les entrées et les sorties de chaleur, d'énergie, de perte d'énergie et d'efficacité énergétique des composants du système [10]. Le bilan massique général s'exprime par :

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (\text{III. 1})$$

- $\dot{m}$  : est le débit massique, l'indice "e" correspondant à l'entrée et l'indice "s" à la sortie.

De même, le bilan énergétique général s'exprime par l'égalité entre les entrées et les sorties d'énergie totales :

$$\sum \dot{E}_e = \sum \dot{E}_s \quad (\text{III. 2})$$

" $\dot{E}_e$ " représente le taux de transfert d'énergie net entrant, incluant la chaleur, le travail et la masse, tandis que " $\dot{E}_s$ " représente le taux de transfert d'énergie net sortant, incluant la chaleur, le travail et la masse.

#### III.5.1 Système solaire thermique

##### III.5.1.1 Capteur solaire

Le capteur solaire est un composant essentiel du système. Son rendement influence directement le rendement global de l'installation. Il s'agit d'un dispositif qui convertit l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique qui sera transmise à un fluide caloporteur. Cette chaleur est ensuite stockée dans un réservoir d'eau chaude avant d'être utilisée.

Les modèles de capteurs solaires présentés dans la littérature se distinguent par le type de capteur considéré et le niveau de détail recherché. L'étude des capteurs plans peut se limiter à l'analyse thermique, tandis que l'analyse optique doit être ajoutée dans le cas des capteurs courbes [11]. Dans notre étude, et pour respecter les conditions expérimentales du DCS considérée [1], nous nous intéressons uniquement aux capteurs solaires à tubes sous vide. La bibliothèque TRNSYS propose un modèle, noté Type71, dont le rendement  $\eta_c$  est donné par [12] :

$$\eta_c = a_0 - a_1 \cdot \frac{T_{C,e} - T_{amb}}{G_i} - a_2 \cdot \frac{(T_{C,e} - T_{amb})^2}{G_i} \quad (\text{III. 3})$$

Cette expression permet de calculer la température de sortie du fluide caloporteur (dans notre cas, de l'eau) en fonction des paramètres du capteur (température à l'entrée, les coefficients d'efficacité  $a_0$ ,  $a_1$  et  $a_2$  [13]), l'irradiance solaire  $G_i$  ( $\text{W/m}^2$ ) et la température ambiante  $T_{amb}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ). On peut donc déduire la puissance utile collectée par le capteur solaire  $Q_u$  (W), qui est donnée par [14] :

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (\text{III. 4})$$

Avec :

- $\dot{m}_w$  : débit du fluide caloporteur [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]
- $C_{p_w}$  : chaleur massique du fluide caloporteur [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]
- $T_{c,e}$  et  $T_{c,s}$  : températures à l'entrée et à la sortie du capteur [ $^{\circ}\text{C}$ ]

### III.5.1.2 Échangeur de chaleur

La composante TRNSYS correspondante est le Type91. C'est un modèle basé sur une approche de capacité minimale d'efficacité pour modéliser un échangeur de chaleur [15]. Le transfert de chaleur réel dépend de l'efficacité de l'échangeur de chaleur  $\eta_{EC}$ . Les échanges thermiques maximaux  $Q_{max}$  entre les flux des fluides chaud et froid et leurs températures de sorties sont calculés selon :

$$\dot{Q}_{max} = \min \left[ \dot{m}_{ch} \cdot C_{p_{ch}} \cdot (T_{ch,e} - T_{fd,e}), \dot{m}_{fd} \cdot C_{p_{fd}} \cdot (T_{ch,e} - T_{fd,e}) \right] \quad (\text{III. 5})$$

$$T_{ch,s} = T_{ch,e} - \left( \frac{\eta_{EC} \cdot \dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{ch} \cdot C_{p_{ch}}} \right) \quad (\text{III. 6})$$

$$T_{fd,s} = T_{fd,e} + \left( \frac{\eta_{EC} \cdot \dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{fd} \cdot C_{p_{fd}}} \right) \quad (\text{III. 7})$$

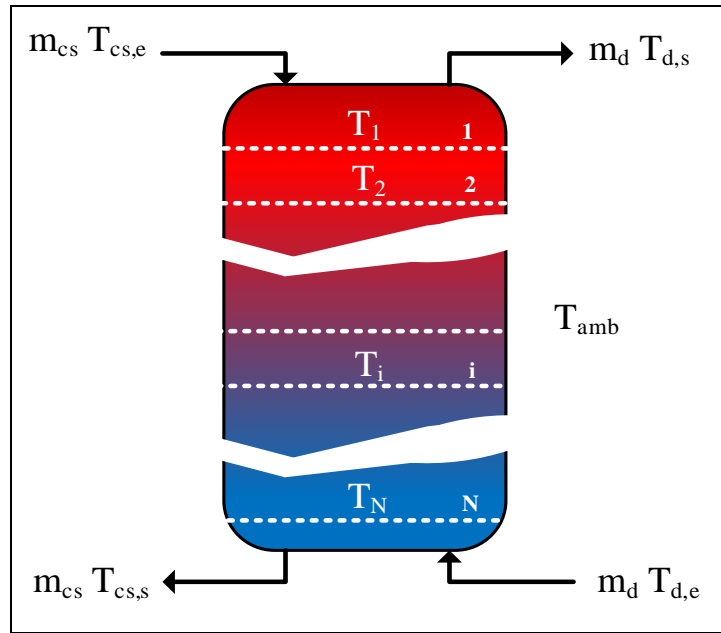
Les indices : fd : froid, ch : chaud

### III.5.1.3 Ballon de stockage d'eau chaude

Le ballon de stockage (BS) n'est pas moins important que les capteurs solaires. Son rôle est de conserver le plus longtemps possible la chaleur acquise par les capteurs solaires et la fournir le temps voulu au DCS pour la régénération du dessicant.

Différents types sont disponibles sur le marché, mais pour notre étude, on s'intéresse à un réservoir vertical à volume fixe et caractérisé par une stratification thermique importante.

Sur TRNSYS, on utilise l'élément noté Type158. Le fluide dans le réservoir interagit avec son environnement (déperditions calorifiques) et avec jusqu'à deux flux entrants et sortant du réservoir [16]. Pour simuler la stratification du ballon, on le divise en nœuds isothermes dont le nombre dépend de l'utilisateur (fig III.3). Chaque nœud échange de la chaleur avec ses voisins par conduction et convection forcée ou naturelle. Une source de chaleur externe peut être ajoutée au modèle [17].



**Figure III.3 :** Schéma d'un ballon de stockage à N nœuds.

Le temps de fonctionnement du BS peut être divisé en deux périodes : le temps de stockage ( $\tau_s$ ) et la période de régénération ( $\tau_{rég}$ ). Au début de la première période, le ballon est rempli d'eau à basse température et tous les nœuds ont la même température. Durant cette période, le ballon accumule l'énergie solaire captée par les capteurs solaires. Durant la période de régénération, le ballon libère la chaleur stockée pour alimenter le DCS. Toutefois, dans notre système, le processus de stockage se poursuit également durant cette période car la chaleur solaire continue d'affluer dans le ballon. Le bilan énergétique du BS est donné par :

- Période de stockage :

$$\dot{Q}_{BS,s}(t, \tau_s) = \dot{Q}_{cs}(t, \tau_s) - \dot{Q}_{BS,pert}(t, \tau_s) \quad (\text{III. 8})$$

- Période de régénération :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{BS,s}(t - \tau_{stor}, \tau_{reg}) = & \dot{Q}_{cs}(t - \tau_s, \tau_{reg}) + \dot{Q}_{BS,s}(t - \tau_s, \tau_{reg} = 0) \\ & - \dot{Q}_d(t - \tau_s, \tau_{reg}) - \dot{Q}_{BS,pert}(t - \tau_s, \tau_{reg}) \end{aligned} \quad (\text{III. 9})$$

$\dot{Q}_{BS,s}(t - \tau_s, \tau_{reg} = 0)$  représente la quantité de chaleur stockée dans le ballon pendant la

période de stockage.  $Q_d(t-\tau_s, \tau_{\text{rég}})$  est la quantité de chaleur fournie par le ballon au DCS durant la période de régénération.  $Q_{cs}(t)$  et  $Q_{BS,\text{pert}}(t)$  sont respectivement la chaleur solaire absorbée par les capteurs solaires et transférée vers le ballon et les pertes thermiques subies par le ballon à l'instant  $t$ .  $Q_d$ ,  $Q_{cs}$  et  $Q_{BS,\text{pert}}$  seront développés un peu plus loin.

### III.5.2 Système de traitement d'air par dessiccation

#### III.5.2.1 Roue dessiccante RD

La modélisation des roues dessiccantes est un problème assez complexe puisqu'il s'agit résoudre des équations de transfert simultanés de chaleur et de masse dans un milieu poreux mobile soumis à des conditions aux limites variables. Plusieurs modèles mathématiques d'analyse, avec des degrés de complétude et de complexité variables, ont été proposés dans la littérature [18]. Ils sont basés essentiellement sur un système d'équations différentielles qui conservent l'énergie et la masse dans l'air et dans le dessiccant.

##### III.5.2.1.1 Résistances à l'adsorption

Le processus d'adsorption de la vapeur d'eau s'accompagne de chaleur de sorption qui est transmise à travers le matériau dessiccant. Cela provoque des résistances qui réduisent la capacité d'adsorption. Ces résistances sont [16, 17] :

**Résistance côté gaz :** C'est la résistance au transfert de vapeur du gaz vers la surface solide du dessiccant, suivie de la résistance au transfert des particules adsorbées de la surface du dessiccant vers sa structure. Le transfert de chaleur et de masse par convection entre l'air et le dessiccant provoque principalement cette résistance.

**Résistance côté solide :** Elle est due à la conductivité thermique et à la diffusion de masse à l'intérieur du dessiccant. Par conséquent, lors du développement du modèle mathématique, il est préférable de prendre en compte non seulement les équations de conservation, mais aussi les équations de transfert de chaleur et de masse dans le dessiccant.

##### III.5.2.1.2 Types de modèles

Les modèles mathématiques qui prédisent le comportement du transfert de chaleur et de masse dans une RD rotative peuvent être divisés en deux catégories principales :

- Modèles à résistance côté gaz (GSR) : Ces modèles ne tiennent compte que de la diffusion de vapeur dans l'air, de la résistance à la convection et de la résistance au transfert de masse. Ils supposent que le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du dessiccant est négligeable [18].

- Modèles à résistance côté gaz-solide (GSSR) : Ces modèles tiennent également compte du transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du dessicant [21]. Ils prennent en compte les effets de la conductivité thermique et de la diffusion de masse en plus de la diffusion de vapeur, de la convection et du transfert de masse.

#### III.5.2.1.3 Méthodes de résolution des équations fondamentales

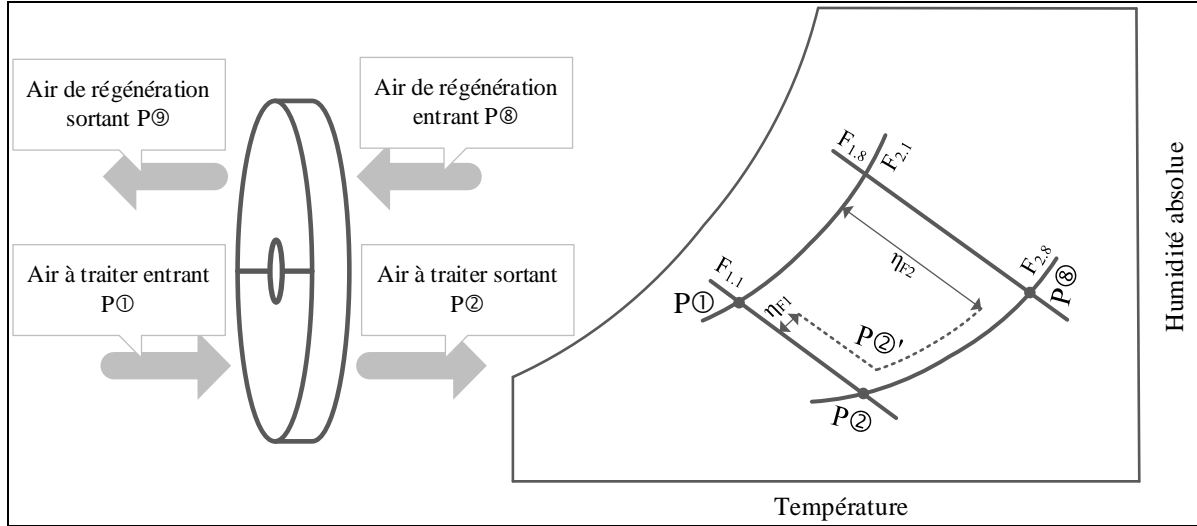
Pour résoudre les équations fondamentales dans les RD, plusieurs méthodes existent avec de multitudes d'approches. Quatre catégories se dégagent :

- ❖ Méthode empirique : Elle se base sur des corrélations établies à partir des courbes de performance des fabricants ou des données expérimentales. Elle permet d'évaluer le comportement d'une RD donnée dans différentes conditions de température et d'humidité. Elle est valable seulement pour le domaine où la corrélation a été déterminée [19, 20].
- ❖ Méthodes analytiques : Elles utilisent des techniques mathématiques (fonctions spéciales) pour obtenir des solutions exactes ou approximatives des équations différentielles. Elles sont simples et rapides, mais limitées par la complexité des équations et les hypothèses simplificatrices (roue infinie, transfert unidimensionnel, résistance solide négligeable, etc.) [21, 22].
- ❖ Méthodes numériques : Elles utilisent des programmes informatiques (différences finies, volumes finis, éléments finis) pour obtenir des solutions approchées des équations différentielles [26]. Elles sont plus générales et plus précises, mais plus complexes et plus coûteuses en temps et en mémoire. Elles prennent en compte la géométrie réelle de la roue, le transfert bidimensionnel ou tridimensionnel et la résistance gaz-solide [27].
- ❖ Méthode simplifiée : Elle modélise le processus de déshumidification, avec des transferts combinés au niveau de la RD, par analogie avec un processus de transfert de chaleur simple, qui se produit dans un échangeur de chaleur. Elle utilise des coefficients globaux de transfert de chaleur et de masse pour calculer les températures et les rapports d'humidité à la sortie du processus et de la régénération. Elle est facile à mettre en œuvre et à intégrer dans des modèles de systèmes plus complexes, mais elle présente des limites en termes de précision et de généralité [25–27].

#### III.5.2.1.4 Choix du modèle de la roue dessicante

Nous avons choisi un modèle simplifié basé sur l'analogie proposée par Maclaine-Cross

[31] et Close & Banks [32]. Il représente la RD à l'aide de deux lignes caractéristiques,  $F_1$  et  $F_2$ , qui correspondent respectivement aux flux d'air de traitement et de régénération. Ces lignes dépendent de deux variables psychométriques : la température et l'humidité absolue de l'air entrant et sortant de la RD [30].



**Figure III.4 :** Lignes caractéristiques et paramètres d'efficacité dans le modèle de la roue dessiccante.

Théoriquement, le processus d'adsorption dans la RD est adiabatique, c'est-à-dire sans échange de chaleur avec l'extérieur. Par conséquent,  $F_1$  et  $F_2$  sont considérées comme des lignes isopotentielles. Cependant, en réalité, il existe un phénomène d'hystérésis qui fait que la durée de la déshumidification est plus longue que celle de la régénération. L'hystérésis est la propriété d'un système dont l'évolution ne suit pas le même chemin selon qu'une cause extérieure augmente ou diminue. Cela signifie que  $F_1$  et  $F_2$  ne sont pas des lignes isopotentielles en réalité. Pour tenir compte des écarts par rapport au processus théorique, les paramètres d'efficacité  $\eta_{F1}$  et  $\eta_{F2}$  sont utilisés pour ajuster les lignes caractéristiques du flux de déshumidification (fig III.4) [30, 31]. C'est sur cette base que repose le modèle proposé par Jurinak [26, 27] et également adopté par TRNSYS pour modéliser la composante RD.

Ce modèle présente les potentiels caractéristiques  $F_1$  et  $F_2$  (éq III.10 et III.11) et leurs paramètres d'efficacité modifiés  $\eta_{F1}$  et  $\eta_{F2}$  (éq III.12 et III.13 par :

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{(T_i + 273.15)^{1.49}} + 4.344 \left( \frac{X_i}{1000} \right)^{0.8624} \quad (\text{III. 10})$$

$$F_{2,i} = \frac{(T_i + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127 \left( \frac{X_i}{1000} \right)^{0.07969} \quad (\text{III. 11})$$

$$\eta_{F1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,8} - F_{1,1}} \quad (\text{III. 12})$$

$$\eta_{F2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,8} - F_{2,1}} \quad (\text{III. 13})$$

$i = 1, 2$  ou  $8$ . 1 et 2 : Entrée et sortie de l'air à traiter (P① et P② sur la figure III.4). 8 : Entrée de l'air de régénération (P⑧).

Théoriquement,  $\eta_{F1}$  est nul et  $\eta_{F2}$  est égal à un. Ces valeurs expriment l'état idéal des efficacités de la roue. Sur le plan pratique, pour affiner la précision de la simulation numérique de la RD, les valeurs d'efficacité sont modulables pour correspondre aux conditions d'entrée et de sortie réelles mesurées expérimentalement.

Il s'est avéré que le composant RD de TRNSYS (Type683) était insuffisant pour répondre à nos exigences. En effet, il offre des conditions (T, X) d'entrée et de sortie de la RD qui ne peuvent s'intégrer dans l'optique de cette étude. Nous avons alors retravaillé les équations (éq III.10→13) du modèle Jurinak et développé un programme spécifique que nous avons intégré à TRNSYS (Type999). Cette contribution rend cette étude plus générale et adaptable aux conditions réelles de fonctionnement de la RD et du DCS.

Les valeurs des lignes caractéristiques  $F_{1,1}$ ,  $F_{1,2}$ ,  $F_{8,2}$  et  $F_{8,1}$  peuvent être calculées en fournissant les conditions de l'air aux points P① et P⑧ (fig III.4). Les valeurs de la température T et de l'humidité absolue X au point P② ne peuvent être calculées directement. Les équations (III.10, 11) doivent être reformulées comme une équation équivalente en termes de X et résolues par itérations pour trouver la valeur de T au point P②, et donc l'état réel de l'air en sortie du flux process (P②'). Pour la sortie du flux de régénération (P⑨), les bilans massique et énergétique sont utilisés pour déduire ses propriétés.

### III.5.2.2 Roue sensible RS

La roue sensible (RS) est une matrice poreuse qui passe périodiquement entre un flux d'air chaud et un flux d'air plus frais. C'est un échangeur thermique rotatif qui stocke, par inertie thermique, la chaleur de l'air neuf venant de la RD la restitue en partie à l'air qui servira à la régénération [35]. Sur TRNSYS, la composante Type760 modélise un échangeur de chaleur à l'aide d'une méthode "efficacité constante", à contre-courant ou à flux parallèle. La configuration des flux d'air est intégrée dans les valeurs d'efficacité sensible qui doivent être fournies par l'utilisateur. Ainsi, les températures des flux d'air peuvent être estimées [16]. Si les flux d'air sont égaux, cette efficacité est donnée selon la relation suivante [36]:

$$\eta_{RS} = \frac{T_{fd,e} - T_{fd,s}}{T_{fd,e} - T_{ch,e}} \quad (\text{III. 14})$$

-  $T_{fd,e}$  et  $T_{fd,s}$  : Températures d'entrée et de sortie du flux d'air froid. [°C]

-  $T_{ch,e}$  : Température d'entrée du flux d'air chaud [°C]

### III.5.2.3 Humidificateurs HUM

La modélisation des humidificateurs se fait à l'aide du modèle du composant Type506 dans la bibliothèque TRNSYS. Ce modèle représente un refroidisseur par évaporation qui utilise les conditions d'air d'entrée et une efficacité de saturation constante pour calculer les conditions d'air de sortie. Le processus de refroidissement est supposé être un processus à température humide constante, ce qui signifie que l'air entre et sort à la même température humide [29]. L'efficacité de saturation des deux humidificateurs du DCS est déterminée par l'équation [36] :

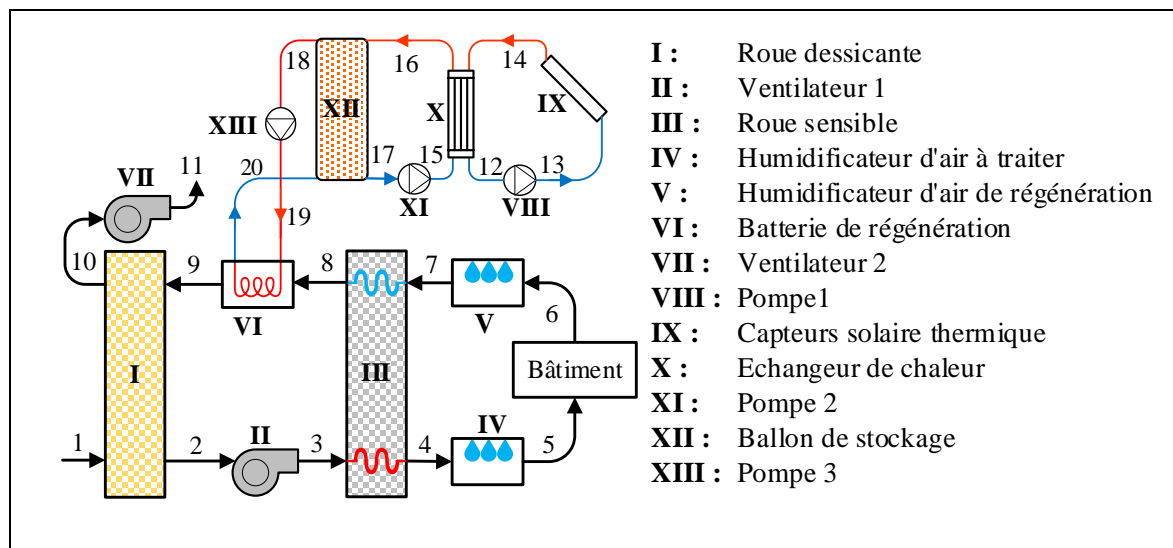
$$\eta_{HUM} = \frac{T_{air,e} - T_{air,s}}{T_{air,s} - T_{humide,air,s}} \quad (III. 15)$$

$T_{air,e}$  : température sèche de l'air d'admission,  $T_{air,s}$  : température sèche de l'air de sortie,  $T_{humide,air,s}$  : température humide de l'air d'admission.

### III.5.2.4 Batterie de régénération BR

Pour régénérer le dessicant de la RD, l'air de reprise passe par la batterie chaude de régénération (BR) pour être réchauffé. La composante TRNSYS à utiliser est celle d'un échangeur de chaleur air/eau.

## III.6 Bilan énergétique et massique du système de refroidissement par dessiccation et régénération solaire CDSC



**Figure III.5 :** Schéma du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation avec les numéros des composants.

Le tableau III.3 résume les résultats des bilans pour chaque composant du SDCS. Ils sont donnés en fonction des conditions de l'air dans le DCS et de l'eau dans les circuits

solaires. L'efficacité énergétique de chacun d'eux y est calculée. Il convient de noter que nous avons utilisé quelques références bibliographiques [37–40] pour ce calcul. Tous les composants du système et les conditions de leurs entrées et sorties sont identifiés par les numéros comme illustré dans la figure III.5.

**Tableau III.3 :** Bilans de masse et d'énergie, ainsi que l'efficacité énergétique des composants du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation.

Composant	Bilan massique	Bilan énergétique	Efficacité énergétique
(I)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{pro}$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{rég}$	$\dot{Q}_I = \dot{m}_{pro} \cdot (h_2 - h_1)$ $\dot{Q}_I = \dot{m}_{rég} \cdot (h_{10} - h_9)$	$\eta_I = \frac{X_1 - X_2}{X_1 - X_{2,at}}$
(II)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{pro}$	$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_{pro} \cdot (h_3 - h_2)$ $\dot{Q}_{II} = \dot{W}_{II,etc}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_{pro} \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{W}_{II,etc}}$
(III)	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{pro}$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{rég}$	$\dot{Q}_{III} = \dot{m}_{pro} \cdot (h_3 - h_4)$ $\dot{Q}_{III} = \dot{m}_{rég} \cdot (h_8 - h_7)$	$\eta_{III} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_7}$
(IV)	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{pro}$ $\dot{m}_{w,IV} = \dot{m}_{pro} \cdot (X_5 - X_4)$	$\dot{Q}_{IV} = \dot{m}_{pro} \cdot h_4 + \dot{m}_{w,IV} \cdot h_{w,IV}$ $\dot{Q}_{IV} = \dot{m}_{pro} \cdot h_5$	$\eta_{IV} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{humide,4}}$
(V)	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{rég}$ $\dot{m}_{w,V} = \dot{m}_{rég} \cdot (X_7 - X_6)$	$\dot{Q}_V = \dot{m}_{pro} \cdot h_6 + \dot{m}_{w,V} \cdot h_{w,V}$ $\dot{Q}_V = \dot{m}_{pro} \cdot h_7$	$\eta_V = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{humide,6}}$
(VI)	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{rég}$ $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{VI} = \dot{m}_{rég} \cdot (h_9 - h_8)$ $\dot{Q}_{VI} = \dot{m}_w \cdot (h_{19} - h_{20})$	$\eta_{VI} = \frac{\dot{m}_{rég} \cdot C_{p,a} \cdot (T_9 - T_8)}{\min(\dot{m}_w \cdot C_{p,w}, \dot{m}_{rég} \cdot C_{p,a}) \cdot (T_{19} - T_8)}$
(VII)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{rég}$	$\dot{Q}_{VII} = \dot{m}_{rég} \cdot (h_{11} - h_{10})$ $\dot{Q}_{VII} = \dot{W}_{VII,etc}$	$\eta_{VII} = \frac{\dot{m}_{rég} \cdot (h_{11} - h_{10})}{\dot{W}_{VII,etc}}$
(VIII)	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{VIII} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{13} - T_{12})$ $\dot{Q}_{VIII} = \dot{W}_{VIII,etc}$	$\eta_{VIII} = \frac{\dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{13} - T_{12})}{\dot{W}_{VIII,etc}}$
(IX)	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{IX} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{14} - T_{13})$ $\dot{Q}_{IX} = A_c G_i = \dot{Q}_{solaire}$	$\eta_{IX} = \frac{\dot{Q}_{IX}}{\dot{Q}_{solaire}}$
(X)	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_w$ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_X = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{14} - T_{12})$ $\dot{Q}_X = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{16} - T_{15})$	$\eta_X = \frac{(T_{16} - T_{15})}{(T_{14} - T_{15})}$
(XI)	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{XI} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{15} - T_{17})$ $\dot{Q}_{XI} = \dot{W}_{XI,etc}$	$\eta_{XI} = \frac{\dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{15} - T_{17})}{\dot{W}_{XI,etc}}$
(XII) ( $\tau_s$ )	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{XII,s}(t, \tau_s) = \dot{Q}_{XII,cs}(t, \tau_s) - \dot{Q}_{XII,per}(t, \tau_s)$ $\dot{Q}_{XII,cs} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{16} - T_{17})$ $\dot{Q}_{XII,loss} = UA_{XII} (T_{XII} - T_1)$	-
(XII) ( $\tau_{rég}$ )	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_w$ $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{XII,s}(t - \tau_s, \tau_{rég}) = \dot{Q}_{XII,cs}(t - \tau_s, \tau_{rég}) + \dot{Q}_{XII,s}(t - \tau_s, \tau_{rég} = 0)$ $\quad - \dot{Q}_{XII,per}(t - \tau_s, \tau_{rég}) - \dot{Q}_{XII,per}(t - \tau_s, \tau_{rég})$ $\dot{Q}_{XII,d} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{18} - T_{20})$	-
(XIII)	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_w$	$\dot{Q}_{XIII} = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{19} - T_{18})$ $\dot{Q}_{XIII} = \dot{W}_{XIII,etc}$	$\eta_{XIII} = \frac{\dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{19} - T_{18})}{\dot{W}_{XIII,etc}}$

Remarque : l'indice (pro) désigne le flux d'air à traiter.

Pour la détermination de la performance globale du SDCS et de ses composantes, on procède de la manière suivante : Nous calculons d'abord les efficacités du système solaire

thermique (STS) pendant les périodes de stockage ( $\tau_s$ ) et de régénération ( $\tau_{rég}$ ), puis nous évaluons les performances thermique (th) et totale (T) du STS ainsi que celles du système de refroidissement par dessiccation (DCS), et enfin nous obtenons les performances thermique, totale et électrique (elc) du système global (SDCS). Les équations sont les suivantes :

- Efficacité du système solaire thermique pendant la période de stockage :

$$\eta_{STS,\tau_s} = \frac{\int_{\tau_s} \dot{Q}_{XII,s} dt}{\int_{\tau_s} \left( \dot{Q}_{solaire} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Pompe(j)} \right) dt} \quad (III. 16)$$

- Efficacité du système solaire thermique pendant la période de régénération :

$$\eta_{STS,rég} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{Q}_{XII,d} dt}{\int_{\tau_{rég}} \left( \dot{Q}_{solaire} + \sum_{j=1}^3 \dot{W}_{elc,Pompe(j)} \right) dt + \int_{\tau_s} \dot{Q}_{XII,s} dt} \quad (III. 17)$$

- Performances du système solaire thermique (STS) :

$$COP_{th,STS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{rég} \cdot (h_9 - h_8) dt}{\int_{(\tau_s + \tau_{rég})} \dot{Q}_{solaire} dt} \quad (III. 18)$$

$$COP_{T,STS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{rég} \cdot (h_9 - h_8) dt}{\int_{(\tau_s + \tau_{rég})} \left( \dot{Q}_{solaire} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Pompe(j)} \right) dt + \int_{\tau_{rég}} \dot{W}_{elc,Pompe(3)} dt} \quad (III. 19)$$

- Performances du système de refroidissement par dessiccation (DCS) :

$$COP_{th,DCS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{pro} \cdot (h_1 - h_5) dt}{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{rég} \cdot (h_9 - h_8) dt} \quad (III. 20)$$

$$COP_{T,DCS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{pro} \cdot (h_1 - h_5) dt}{\int_{\tau_{rég}} \left( \dot{m}_{rég} \cdot (h_9 - h_8) + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Ventilateur(j)} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Humidificateur(j)} \right) dt} \quad (III. 21)$$

- Performances du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation (SDCS) :

$$COP_{th,SDCS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{pro} \cdot (h_1 - h_5) dt}{\int_{(\tau_s + \tau_{rég})} \dot{Q}_{solaire} dt} \quad (III. 22)$$

$$COP_{T,SDCS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{pro} \cdot (h_1 - h_5) dt}{\int_{(\tau_s + \tau_{rég})} \left( \dot{Q}_{solaire} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Pompe(j)} \right) dt + \int_{\tau_{rég}} \left( \dot{W}_{elc,Pompe(3)} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Ventilateur(j)} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Humidificateur(j)} \right) dt} \quad (III. 23)$$

$$COP_{elc,SDCS} = \frac{\int_{\tau_{rég}} \dot{m}_{pro} \cdot (h_1 - h_5) dt}{\int_{(\tau_{rég} + \tau_{rég})} \left( \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Pompe(j)} \right) dt + \int_{\tau_{rég}} \left( \dot{W}_{elc,Pompe(3)} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Ventilateur(j)} + \sum_{j=1}^2 \dot{W}_{elc,Humidificateur(j)} \right) dt} \quad (III. 24)$$

### III.7 Simulation du système de refroidissement par dessiccation et régénération solaire SDCS

Nous avons bâti notre modèle global du SDCS sous TRNSYS par l'assemblage et l'interconnexion des trois modèles déjà développés plus haut, à savoir : celui de la partie solaire, de la RD et du système de refroidissement de l'air par dessiccation (fig II.4). Il permet, en premier lieu, de simuler entièrement la partie captation et stockage de l'énergie solaire. Les résultats sont ensuite reliés et intégrés aux données nécessaires au calcul de la RD et des autres éléments du DCS par dessiccation. Ainsi, à partir des conditions climatiques de base (ensoleillement, température et humidité de l'air extérieur), nous pouvons prédire les conditions d'entrée et de sortie de l'eau chaude solaire du réservoir de stockage et calculer ensuite les caractéristiques physiques de l'air dans chaque élément du DCS. Les données des éléments principaux utilisées sont ceux de l'installation du LaSIE (tab III.4).

**Tableau III.4 :** Caractéristique du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation utilisées dans le calcul.

Composant	Code TRNSYS	Données
Capteurs solaires	Type71	Surface totale 40 m <sup>2</sup> a <sub>0</sub> : 0,65 a <sub>1</sub> : 3.276 kJ·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> a <sub>2</sub> : 0.036 kJ·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Echangeur de chaleur	Type91	Efficacité : 0.8
Ballon de stockage	Type158	Volume : 2.75 m <sup>3</sup> Hauteur : 2,5 m Coefficient de déperditions : 3,325 kJ·h <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> Nombre de nœuds : 10
Pompes	Type3b	Débit de l'eau : 0.5 kg·s <sup>-1</sup> Efficacité globale : 0.6 Efficacité du moteur : 0.9 Puissance électrique : 150 W
Batterie de régénération	Type91	Efficacité : 0,7
Roue dessicante	Type999	Efficacité pour le potentiel F <sub>1</sub> , η <sub>F1</sub> = 0.16 Efficacité pour le potentiel F <sub>2</sub> , η <sub>F2</sub> = 0.74
Humidificateur 1	Type506	Efficacité de saturation : 0.75 Puissance électrique : 150 W
Humidificateur 2	Type506	Efficacité de saturation : 0.8 Puissance électrique : 150 W
Roue sensible	Type760	Efficacité sensible : 0.8 Efficacité latente : 0

Ventilateurs	Type146	Débit de l'air : 3200 m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> Efficacité du moteur : 0.9 Puissance électrique :500 W
Batterie de chauffage	Type117	Puissance du chauffage : 10 kW

### III.7.1 Modèle de simulation du système solaire thermique

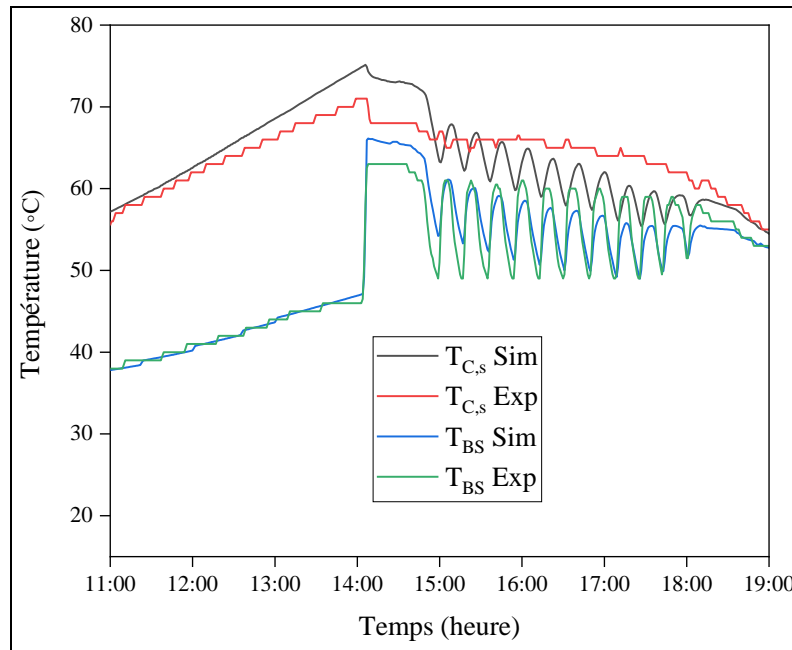
Sur la base du modèle Capderou du rayonnement solaire (chapitre II), nous avons développé un nouveau composant dans l'environnement TRNSYS appelé « Type1000 » et mis au point un programme Fortran (fig II.3) pour le calcul de la quantité d'énergie solaire reçue par les capteurs pour différents angles d'inclinaison. Le programme permet à l'utilisateur d'introduire différents paramètres tels que le lieu géographique du projet, la date et l'heure du calcul ainsi que le pas de temps souhaité. On a ainsi obtenu des valeurs instantanées et précises sur le rayonnement solaire global, direct, diffus et réfléchi sur des surfaces inclinées et horizontales. Ces résultats seront par la suite intégrés et reliés au reste des composants du DCS pour la finalisation de la simulation. Ce programme nous a été très utile puisqu'il nous a permis d'éviter la peine de rechercher des données solaires réelles rares, sans oublier la difficulté de les intégrer dans notre modèle de simulation du système solaire thermique (STS) ainsi que dans le modèle global du SDCS.

A travers le modèle STS, nous avons pu tester l'efficacité des panneaux solaires ainsi que le comportement dynamique du réservoir de stockage de l'eau chaude utilisable pour la régénération du dessicant. Sous TRNSYS, nous avons utilisé le composant solaire (Type1000) et les deux circuits d'eau indépendants : le premier relie les capteurs solaires (Type71) à l'échangeur de chaleur (Type91), alors que le second alimente le réservoir de stockage (Type158) à partir de l'échangeur. Deux pompes (Type3b), contrôlées par un régulateur (Type165), entretiennent le mouvement de l'eau.

#### III.7.1.1 Validation du modèle du système solaire thermique

Les résultats obtenus par le modèle STS pour la journée du 8 septembre ainsi que les données expérimentales sont illustrés sur la figure III.6. Il s'agit de valeurs des températures de sortie des collecteurs solaires ( $T_{C,s}$ ) et la température moyenne du ballon de stockage ( $T_{BS}$ ). On observe que nos résultats sont légèrement plus élevés que l'expérimentaux en début de journée, puis s'ajustent dans l'après-midi. Néanmoins, la forme générale des courbes est satisfaisante, et la prédiction suit les variations (les oscillations causées par le contrôleur). Les analyses statistiques confirment la performance du modèle du STS. En effet, la RMSE et le  $R^2$

sont respectivement de (2.074 °C ; 0.85) pour la température de sortie des collecteurs et de (0.482 °C ; 0.97) pour la température moyenne du ballon (la température moyenne calculée entre les deux entrées et les deux sorties, ce qui explique l'augmentation soudaine de celle-ci). Ces valeurs démontrent que le modèle est plus précis et plus ajusté pour la température du ballon que pour la température des collecteurs. Cela peut s'expliquer par le fait que la température du ballon est moins variable et moins sensible aux fluctuations du rayonnement solaire que la température des collecteurs.



**Figure III.6 :** Comparaison entre les températures calculées et réelles de l'installation solaire.

### III.7.2 Modèle de simulation de la roue dessicante

Nous avons sélectionné et amélioré un modèle de simulation de la RD (section III.5.2.1.4 et figure III.8). En plus d'une optimisation du temps de calcul, ce modèle offre un dimensionnement simple de la RD et permet une simulation complète avec différents paramètres tels que la vitesse de rotation, le rapport dessiccation/régénération et les efficacités ( $\eta_{F1}$ ,  $\eta_{F2}$ ). Par défaut, les efficacités sont fixées à  $\eta_{F1}=0,08$  et  $\eta_{F2} = 0,98$ , ce qui correspond à une RD performante.

Une étude préliminaire d'ajustement avec les données expérimentales a été nécessaire pour choisir les paramètres réels de fonctionnement de la RD (tab III.4).

#### III.7.2.1 Validation du modèle de la roue dessicante

La performance de la RD est jugée principalement sur le taux de dessiccation ( $\Delta X$ ) qu'elle est capable de réaliser, soit :

$$\Delta X = X_1 - X_2 \quad (\text{III. 25})$$

Afin de valider nos résultats de calcul, nous avons procédé à deux confrontations avec les données expérimentales :

- 1) En régime établi, nous comparons l'humidité absolue de l'air  $X_2$  mesurée à celle calculée par le modèle.
- 2) En régime dynamique, nous comparons également nos résultats à la sortie de la RD avec des données expérimentales.

### III.7.2.1.1 Validation en régime établi

Dans son étude, Labeled [1] a repris le protocole expérimental initié par Bourdoukan [4] sur le même DCS dans le but de confirmer les résultats précédents, d'examiner l'effet du temps d'inactivité sur les performances de la RD et de tester les performances du DCS dans des conditions climatiques semi-arides. Les protocoles consistaient à imposer des conditions particulières à l'entrée et à la sortie de chaque partie de la RD pour en fixer les limites d'utilisation ainsi que les performances. Le régime établi a été atteint après quelques heures de manipulation et en passant en mode manuel pour stabiliser les conditions en température et en humidité de l'air aux entrées de la RD. La centrale de traitement d'air conventionnelle a été mise en contribution pour réaliser les conditions particulières à l'entrée de la RD. Seuls quelques éléments du DCS ont été actionnés (HUM1, HUM2 et la BC).

L'entrée du côté dessiccation (point P⊙) a été déterminée par traitement d'air neuf, en contrôlant le débit d'eau injecté dans HUM1 et en ajustant la puissance de la BC. Pour le côté régénération (point P⊗), l'air sortant du côté dessiccation (point P⊙) était soufflé dans HUM2, pour ajuster son humidité absolue  $X_8$ , puis réchauffé dans la BR pour atteindre la température de régénération requise  $T_8$ , comme illustré à la figure III.7.

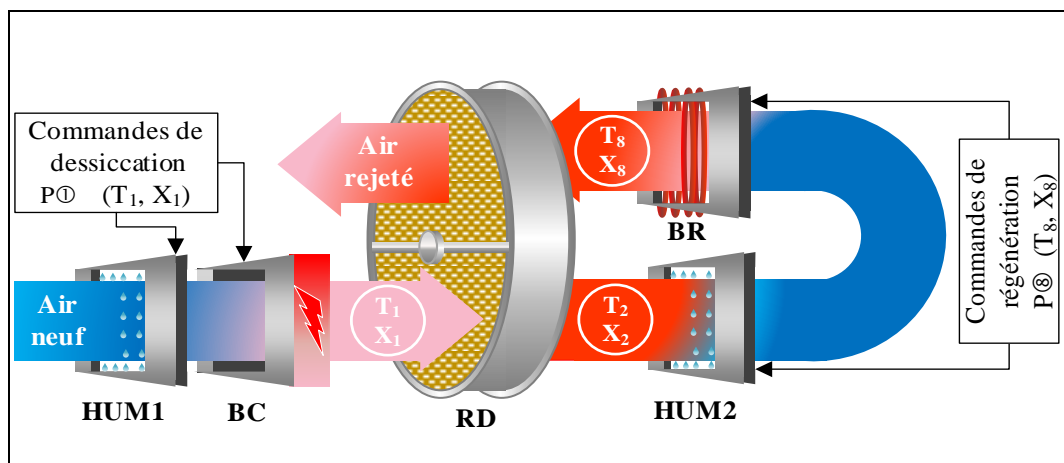


Figure III.7 : Protocole expérimental réalisé par Labeled [1].

Le protocole expérimental a été simulé dans TRNSYS selon notre modèle de la RD (fig III.8). Des conditions de l'air ( $T_1$ ,  $X_1$ ) ont été appliquées à l'entrée (côté dessiccation), et ( $T_8$ ,  $X_8$ ) à la sortie (côté régénération).

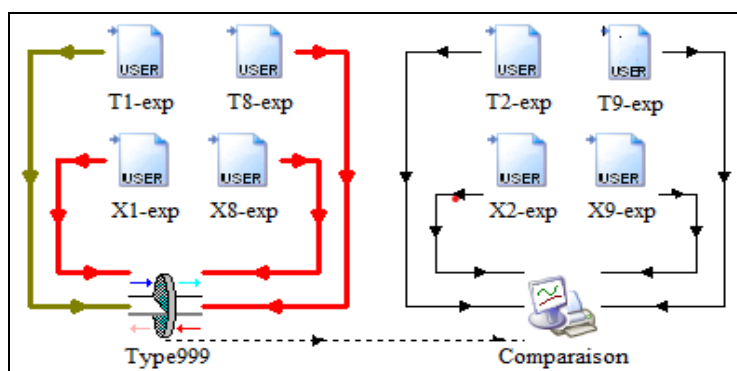


Figure III.8 : Modèle de la roue dessicante sous TRNSYS.

Il s'agit de comparer les conditions de sortie de la RD (côté dessiccation :  $T_2$ ,  $X_2$  et côté régénération :  $T_9$ ,  $X_9$ ), en suivant les conditions expérimentales du protocole dans lequel quatre conditions d'air différentes ont été imposées à l'entrée (côté dessiccation) : ( $25,73^\circ\text{C}$ ,  $11,53 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ), ( $25,17^\circ\text{C}$ ,  $14,24 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ), ( $34,92^\circ\text{C}$ ,  $11,03 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ) et ( $35,07^\circ\text{C}$ ,  $14,28 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ). Pour le côté régénération, on a imposé deux températures  $T_8$   $55^\circ\text{C}$  et  $75^\circ\text{C}$  et pour chacune d'elles, deux valeurs de  $X_8$  sont choisies entre  $10 \text{ g/kg}_{\text{as sec}}$  et  $16 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ , soit un total quatre conditions de régénération pour chaque condition de dessiccation.

Le tableau III.5 présente une comparaison entre le taux de dessiccation estimé par le modèle et celui mesuré expérimentalement. De manière générale, on observe une bonne concordance entre nos résultats et les données expérimentales. Les prédictions du modèle sont particulièrement proches des données issues des protocoles de Bourdoukan, avec un écart maximal de  $-0,53 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ , tandis qu'elles s'éloignent davantage des données obtenues par les protocoles de Labeled, avec un écart pouvant atteindre  $2,30 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ . Cet écart important pourrait s'expliquer par des conditions expérimentales non optimales (régime non établi), voire des erreurs de mesure. Les effets du temps et de l'inactivité prolongée de l'installation ont peut-être influencé la qualité des mesures et les performances réelles de la RD.

Étant donné que l'objet de cette étude est de tester le DCS dans des conditions climatiques semi-arides, les protocoles 3-1, 3-3, 4-2 et 4-5 sont particulièrement pertinents (températures élevées et faibles humidités). Parmi ces protocoles, seul le 3-3 présente un écart significatif entre le calcul et l'expérimental. Ainsi, sur les 18 résultats, le modèle a pu prédire correctement 13 résultats. On peut donc conclure, sans exagération, que le modèle de la RD élaboré est fiable et qu'il pourra être utilisé dans le cadre global de la simulation du DCS.

**Tableau III.5** : Comparaison des résultats de caractérisation de la roue dessiccante.

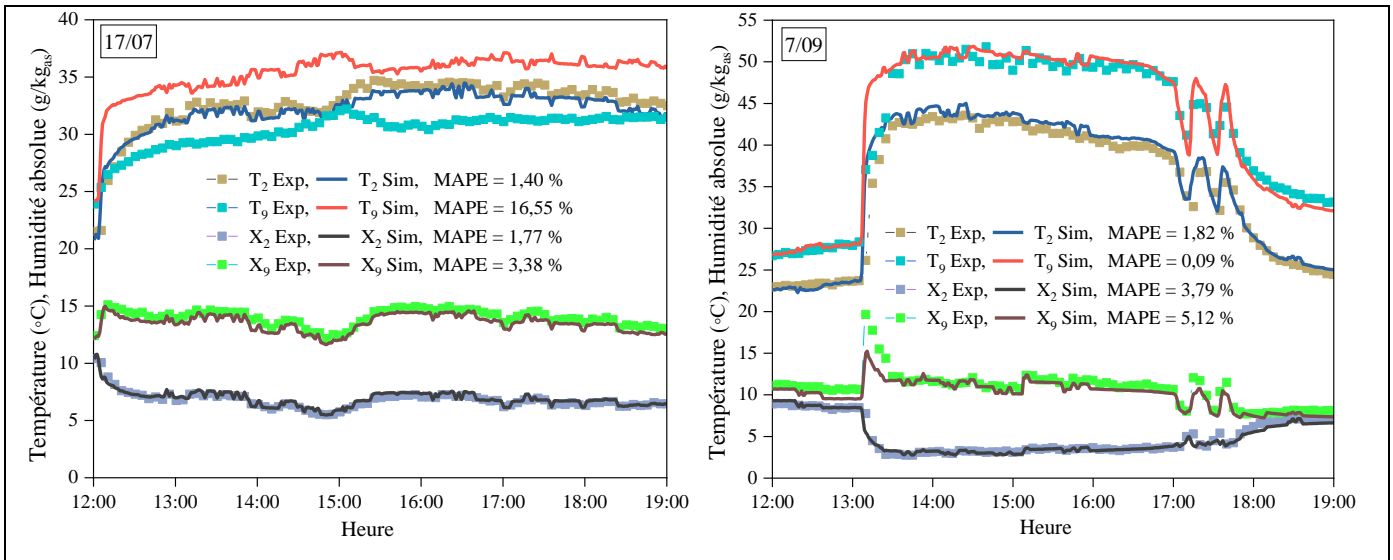
Protocole	Entrée d'air		Régénération		Dessiccation $\Delta X = X_1 - X_2$ [g/kg <sub>as</sub> ]			Comparaison [g/kg <sub>as</sub> ]	
	T <sub>1</sub> [°C]	X <sub>1</sub> [g/kg <sub>as</sub> ]	T <sub>8</sub> [°C]	X <sub>8</sub> [g/kg <sub>as</sub> ]	$\Delta X^1$ [g/kg <sub>as</sub> ]	$\Delta X^2$ [g/kg <sub>as</sub> ]	$\Delta X^3$ [g/kg <sub>as</sub> ]	$\Delta X^1 - \Delta X^2$	$\Delta X^1 - \Delta X^3$
1	25,73	11,58	55,02	10,15	4,51	3,56	4,80	0,95	-0,29
			54,43	14,93	3,07	3,16	3,60	-0,09	-0,53
			73,07	10,38	6,47	6,56	6,80	-0,09	-0,33
			75,21	15,02	5,60	5,51	5,80	0,09	-0,20
2	25,17	14,24	55,12	10,26	5,83	4,80	5,40	1,03	0,43
			55,34	14,85	4,45	4,19	4,30	0,26	0,15
			75,22	10,13	8,28	6,69	8,00	1,59	0,28
			75,95	15,03	7,10	7,09	7,00	0,01	0,10
3	34,92	11,03	55,04	10,26	2,96	2,29	2,90	0,67	0,06
			54,84	14,81	1,58	1,16	1,70	0,42	-0,12
			75,48	9,98	5,39	3,09	5,20	2,30	0,19
			74,88	15,31	3,99	2,31	4,10	1,68	-0,11
4	35,07	14,28	54,78	11,55	3,85	3,96	4,10	-0,11	-0,25
			54,18	14,93	2,70	3,31	2,95	-0,61	-0,25
			74,83	10,72	6,67	6,48	6,70	0,19	-0,03
			74,88	14,81	5,54	5,82	5,60	-0,28	-0,06
			54,59	10,76	4,10	3,63	4,10	0,47	0,00

### III.7.2.1.2 Validation du modèle de la roue dessiccante en fonctionnement réel

Nous avons généralisé notre modèle pour qu'il évalue les performances de la RD lors d'un fonctionnement réel du DCS. Pour cela, et comme précédemment, nous nous sommes appuyés sur les conditions des données expérimentales du LaSIE [1] Nous avons commencé par introduire les conditions d'air à l'entrée de la RD du côté dessiccation, point① (T<sub>1</sub>, X<sub>1</sub>), et du côté régénération, point⑧ (T<sub>8</sub>, X<sub>8</sub>), pour déterminer les conditions d'air à la sortie du RD du côté dessiccation, point② (T<sub>2</sub>, X<sub>2</sub>) et du côté régénération, point⑨ (T<sub>9</sub>, X<sub>9</sub>). La simulation a été réalisée sur deux jours de 12h à 19h :

- Le 17 juillet : ①(20~24°C, 7~10g/kg<sub>as</sub>) ; ⑧(40~47°C, 10~13g/kg<sub>as</sub>).
- Le 7 septembre : ⑧(24~30°C, 4~7g/kg<sub>as</sub>) ; ⑨(50~68°C, 7~11 g/kg<sub>as</sub>).

La figure III.9 présente l'essentiel des résultats obtenus différents paramètres.



**Figure III.9 :** Comparaison entre la simulation de la roue dessicante et les données expérimentales.

D'une façon générale, les allures de toutes les courbes sont semblables pour tous les paramètres. La journée du 7 septembre paraît offrir une meilleure qualité des résultats, y compris le suivi du saut de température de régénération après l'ouverture de la V3V à 13h. Pour le 17 juillet, comme cela a été mentionné précédemment, il se peut qu'il y ait des imprécisions dans les données expérimentales. La précision du modèle est bonne puisque, à titre d'exemple, MAPE (erreur moyenne absolue en pourcentage ; éq III.26) ne dépasse pas 2% pour T<sub>2</sub> et 4% pour X<sub>2</sub>, alors qu'elle est de 16% pour T<sub>9</sub> le 17 juillet.

Nous pouvons affirmer que notre modèle développé pour la RD est tout à fait capable de simuler fidèlement son fonctionnement.

$$MBE = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \left| \frac{V_{cal,k} - V_{mes,k}}{V_{mes,k}} \right| \quad (\text{III. 26})$$

-V<sub>cal,k</sub> et V<sub>mes,k</sub> désignent, respectivement, les valeurs calculées.

-N est le nombre total d'observations (dans notre cas, la simulation s'est déroulée sur sept heures avec un pas de temps d'une minute, soit 420 observations).

### III.7.3 Modèle de simulation du système de refroidissement par dessiccation

Après avoir validé les prédictions du modèle de la RD, nous avons créé un modèle complet du système de refroidissement par dessiccation (DCS). Il permettra de prédire les conditions de tous les composants du système en fonction des entrées de la RD : conditions côté dessiccation et la température du côté régénération. Nous pouvons l'exploiter pour simuler le comportement du DCS pour différents climats. On aura également la possibilité de

fixer les limites d'utilisation de ce type de technologie selon les conditions imposées et proposer des solutions pour améliorer les performances de l'installation.

Pour valider nos résultats, nous nous sommes placés dans les mêmes conditions que celles utilisées dans leur étude [1] (fig III.10). On a donc imposé  $T_1$ ,  $X_1$  et  $T_8$ , qui correspondent respectivement à la température et à l'humidité absolue de l'air sur le côté dessiccation et à sa température du côté régénération. Le programme de calcul prédit ensuite les conditions de sortie de la RD ( $T_2$ ,  $X_2$  ;  $T_9$ ,  $X_9$ ), les sorties de la RS du côté de l'air à traiter ( $T_3$ ,  $X_3$ ) et du côté de l'air de régénération ( $T_7$ ,  $X_7$ ), la sortie du HUM1 ( $T_4$ ,  $X_4$ ), la sortie de la BC ( $T_5$ ,  $X_5$ ) et la sortie du HUM2 ( $T_6$ ,  $X_6$ ). Le modèle du DCS dans l'environnement TRNSYS est présenté sur figure III.11.

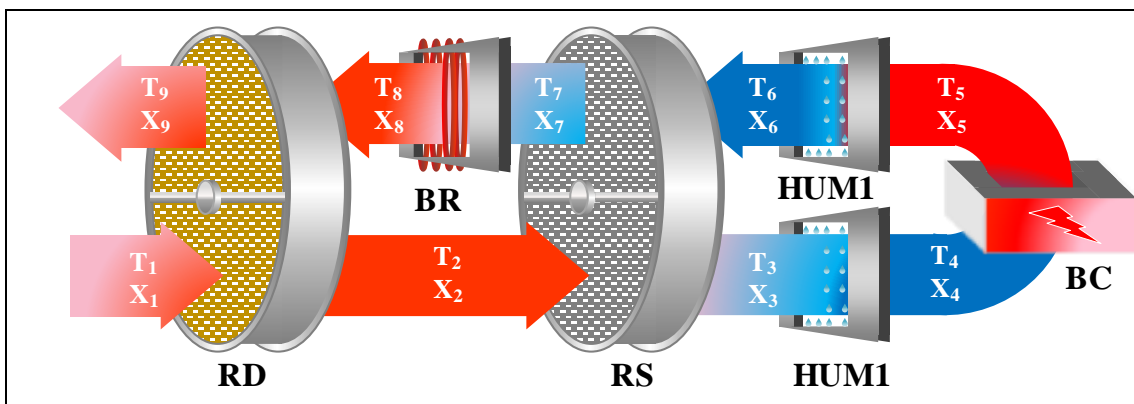


Figure III.10 : Schéma de la centrale de traitement d'air par dessiccation du LaSIE.

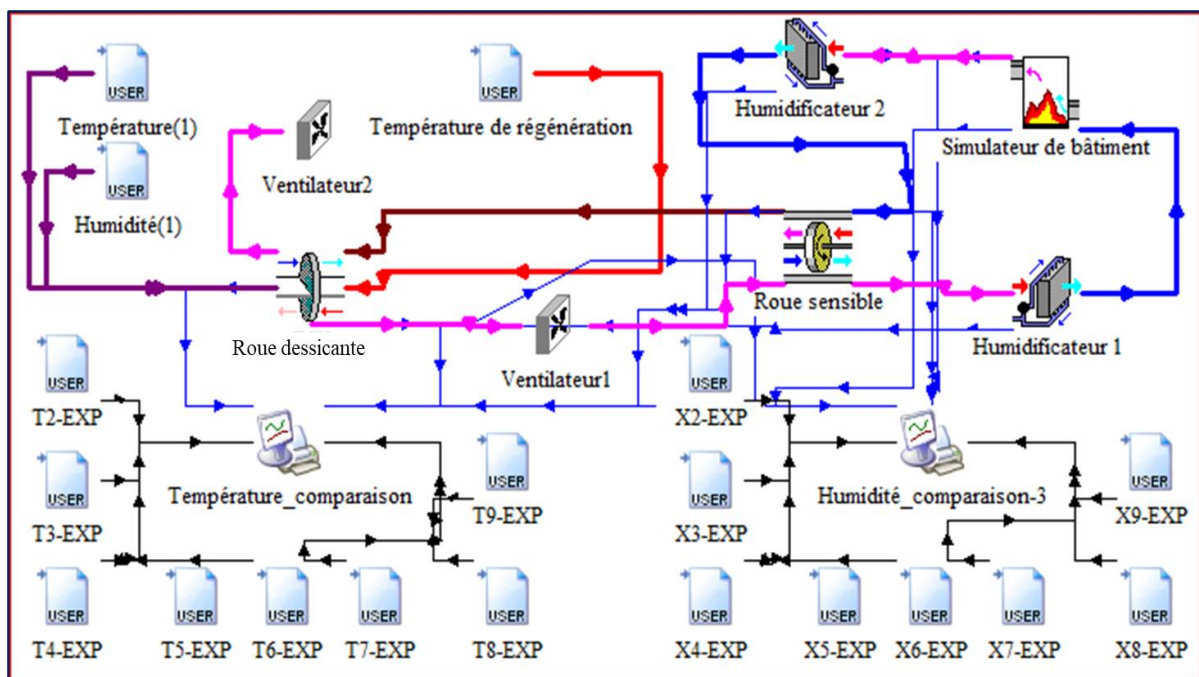
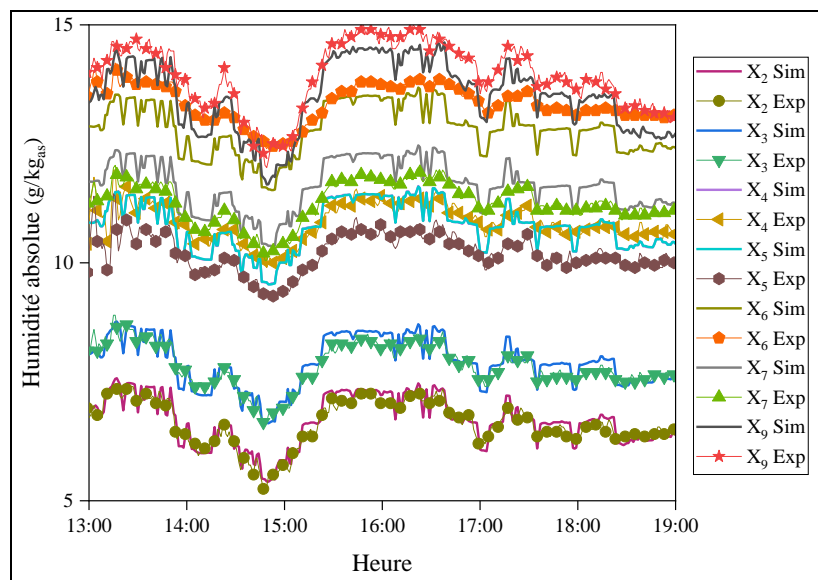


Figure III.11 : Schéma du modèle de système de refroidissement par dessiccation sous TRNSYS.

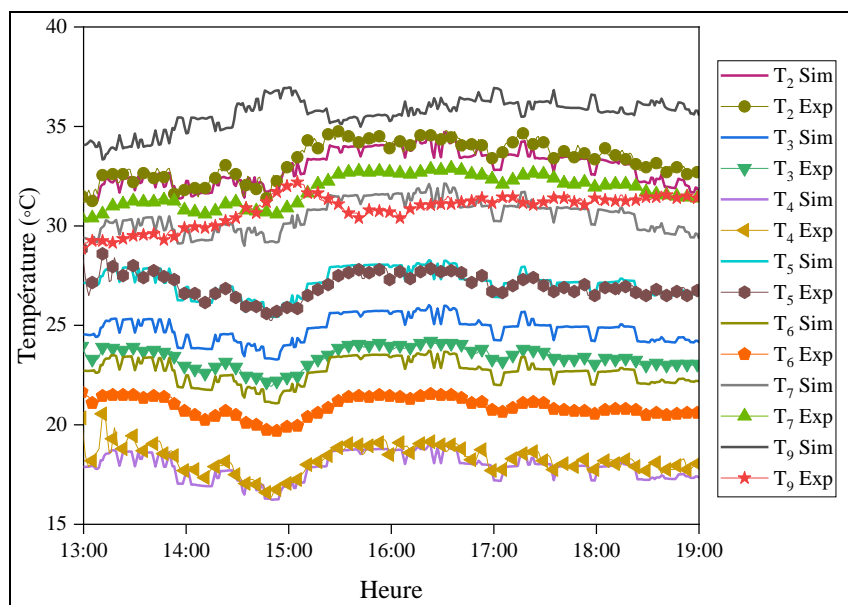
**Remarque :** Au départ, nous avons supposé que la RS était non hygroscopique, c'est-à-dire qu'elle ne permettait pas d'échange de teneur en eau entre les deux flux d'air opposés ( $X_2 \neq X_3$  et  $X_6 \neq X_7$ ) (fig III.10). Toutefois, l'analyse des données expérimentales a révélé qu'un échange réel se produisait. Afin de ne pas biaiser les calculs du modèle, nous avons introduit un paramètre d'efficacité latente que nous avons estimé à 0.2. Cela signifie que le flux d'air à traiter échange des charges latentes avec le flux d'air de régénération avec une efficacité de 20%. La formule de l'efficacité latente est similaire à celle de l'efficacité sensible (éq III.14), mais en termes d'humidité au lieu de température. Cette hypothèse est valable uniquement pour la validation du modèle.

### III.7.3.1 Validation du modèle du système de refroidissement par dessiccation

Afin de valider notre modèle du DCS, nous avons choisi la journée du 8 juillet comme référence à cause des conditions expérimentales exceptionnelles qu'elle présente. Nous avons utilisé deux indicateurs statistiques, MAPE et RMSE, pour caractériser la qualité du modèle. Les figures III.12 et III.13 offrent une vue graphique des résultats obtenus, et le tableau III.6 synthétise leur analyse statistique.



**Figure III.12:** Confrontation des résultats du modèle de système de refroidissement par dessiccation avec les données sur l'humidité absolue de l'air. Journée du 8 juillet.



**Figure III.13 :** Confrontation des résultats du modèle de système de refroidissement par dessiccation avec les données sur la température de l'air. Journée du 8 juillet.

**Tableau III.6:** Indicateurs MAPE et RMSE pour le modèle du système de refroidissement par dessiccation.

Paramètre	Température	Humidité	Température	Humidité
	MAPE [%]	MAPE [%]	RMSE [°C]	RMSE [g/kg <sub>gas</sub> ]
(T <sub>2</sub> ; X <sub>2</sub> )	0.918	1.415	0.461	0.189
(T <sub>3</sub> ; X <sub>3</sub> )	6.080	0.636	1.440	0.205
(T <sub>4</sub> ; X <sub>4</sub> )	2.184	0.784	0.548	0.301
(T <sub>5</sub> ; X <sub>5</sub> )	0.360	5.573	0.356	0.637
(T <sub>6</sub> ; X <sub>6</sub> )	8.473	3.988	1.791	0.614
(T <sub>7</sub> ; X <sub>7</sub> )	3.641	3.525	1.172	0.431
(T <sub>9</sub> ; X <sub>9</sub> )	15.971	2.974	4.866	0.458

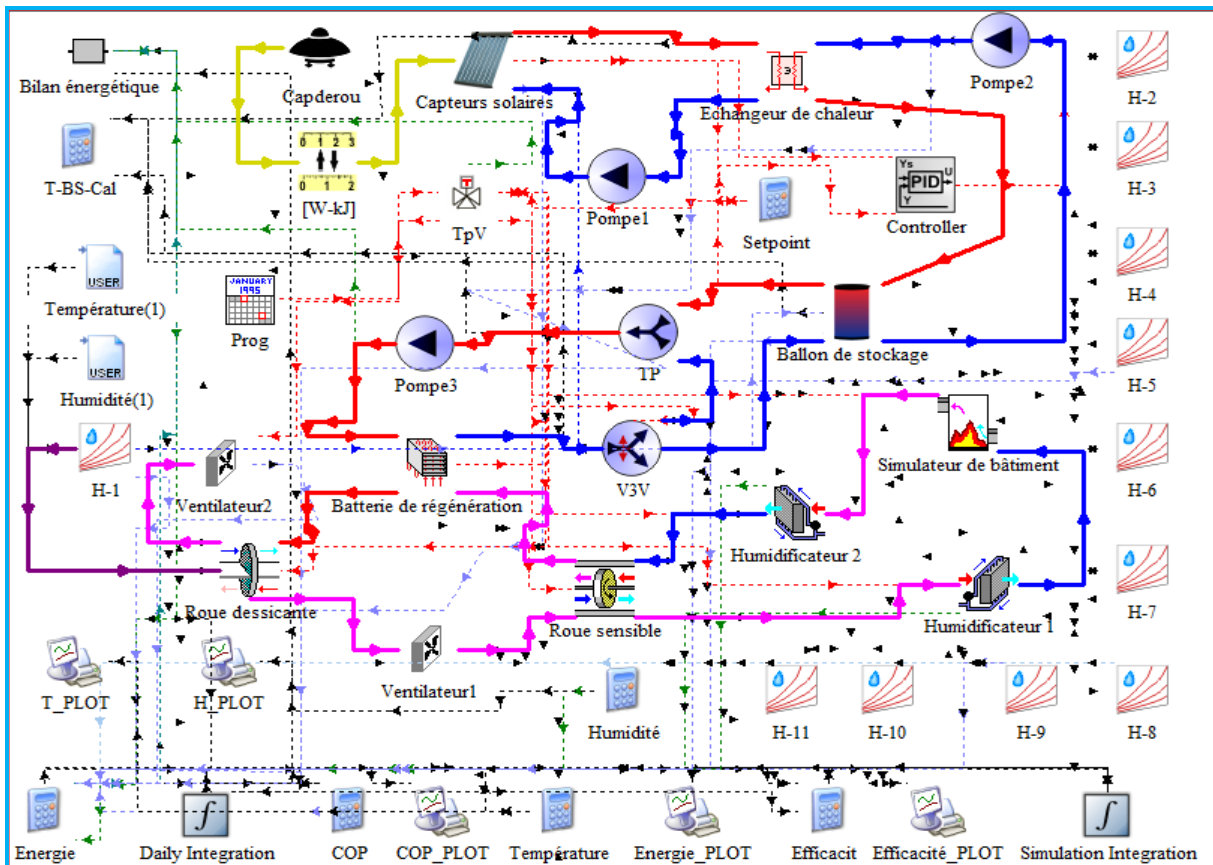
Les résultats numériques pour l'ensemble du jour présentent une bonne concordance avec les valeurs mesurées. Néanmoins, selon l'analyse statistique, on relève une erreur de 16% sur la température T<sub>9</sub>, qui correspond à celle dont nous avons discuté précédemment (fig III.9), et qui est provient probablement à une erreur expérimentale. L'écart entre les valeurs simulées et mesurées pour ce point est inférieur à 5 °C. On a également une erreur dans les températures (X<sub>3</sub> et X<sub>7</sub>) en RS avec un MAPE maximal de 8% et un RMSE inférieur à 2 °C. L'erreur dans ce composant était prévisible et est attribuée à l'hygroscopie de la RS. Les résultats des prévisions en température dans les autres composants sont satisfaisants, notamment dans la sortie RD du côté dessiccation. Pour les valeurs de l'humidité absolue, elles sont en accord avec l'expérimental dans la plupart des composants.

Il convient de souligner que les résultats du calcul à la sortie de la RD (dessiccation) sont très proches des données expérimentales et ont une influence capitale sur le reste des

points (3→9). Les prédictions pour les conditions de soufflage ( $T_4$ ,  $X_4$ ) sont également pertinentes. Ceci confirme encore une fois la bonne qualité de notre modèle de la RD.

### III.7.4 Modèle global

Le modèle global représente l'ensemble des installations solaire et de traitement de l'air. Nous avons rassemblé toutes les parties précédentes de simulation et fait la jonction entre elles pour arriver à créer un modèle global représentant toute l'installation sous TRNSYS (fig III.14). A partir des données climatiques et géographiques du site d'implantation, il permettra de caractériser l'ensemble de l'installation et prédire les performances de chaque élément en partant de la quantité d'énergie solaire captée jusqu'aux états dynamiques de l'air dans le DCS. Nous avons en plus programmé un autre composant qui permet d'évaluer dans quelle mesure le système solaire peut fournir l'énergie nécessaire à la régénération (Bilan énergétique), et ainsi d'en déduire la gestion optimale de la réserve d'énergie.



**Figure III.14** : Schéma du modèle de simulation du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation sous TRNSYS.

Sur la figure III.14, on peut remarquer l'existence des composants supplémentaires : la vanne à 3 voies (V3V), un programme (Prog) pour contrôler son temps d'ouverture et de fermeture, une pièce T (TP), une pièce de mélange (MX) et un composant pour calculer la

température moyenne du ballon ( $T_{BS}$ ) de stockage. Pour déduire la température moyenne dans le ballon de stockage d'eau chaude, nous avons opté pour la même méthode utilisée dans expérimental, à savoir une combinaison entre les températures à la sortie de : l'échangeur, du ballon vers l'échangeur, de la pompe 3 et de la batterie de régénération.

#### *III.7.4.1 Validation du modèle global*

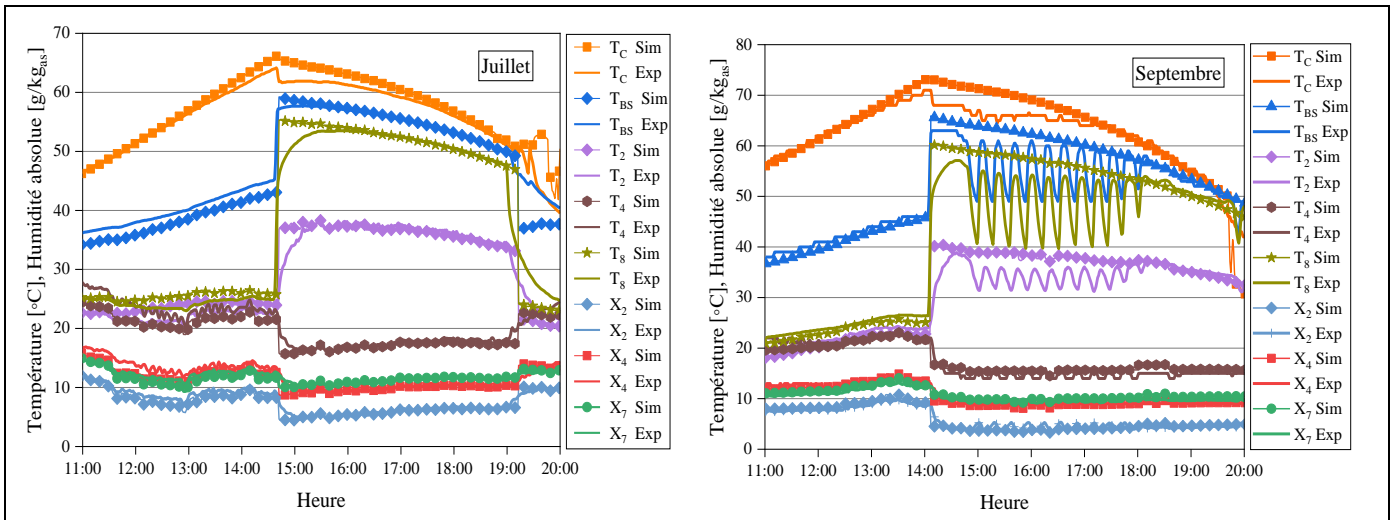
Une confrontation des résultats du modèle global avec les données expérimentales est nécessaire pour évaluer sa validité et sa capacité à prédire avec précision tous les paramètres caractérisant l'installation.

Nous avons reproduit fidèlement les conditions des expériences réalisées à La Rochelle pendant deux jours distincts, l'un en juillet et l'autre en septembre. Le matin, le DCS fonctionne sans régénération (vanne V3V fermée) et toute l'énergie captée par les panneaux solaires est stockée dans le ballon. La régénération avec l'eau chaude solaire commence avec l'ouverture de la vanne V3V. Les conditions d'air extérieur et la durée d'ouverture des vannes pendant les deux jours étaient les suivantes :

- Le 18 juillet :  $T_1 = 21.8$  au  $24.7$  °C ;  $X_1 = 7.3$  au  $10$  kg/kg<sub>as</sub>, la vanne est ouverte de  $14^h37$  à  $19^h00$ .
- Le 8 septembre :  $T_1 = 21.2$  au  $29.3$  °C ;  $X_1 = 5$  au  $9.1$  kg/kg<sub>as</sub>, la vanne est ouverte de  $14^h02$  à  $20^h00$ .

Nous avons calculé l'ensemble des paramètres caractérisant les installations : solaire et de traitement de l'air. Nous avons ainsi obtenu l'évolution temporelle des caractéristiques de l'air aux 8 points de repère du DCS, la quantité d'énergie captée par les panneaux solaires et la température du ballon de stockage.

La figure III.15 illustre l'évolution des principaux paramètres de l'installation au cours des jours simulés dans les phases de stockage et de régénération. Ces paramètres incluent les conditions de l'air à la sortie de la RD, les conditions des flux d'air de soufflage et de régénération, ainsi que la température à la sortie du capteur solaire et la température moyenne du ballon de stockage. Cette analyse permet d'évaluer la capacité du modèle de simulation à reproduire le comportement réel de l'installation.



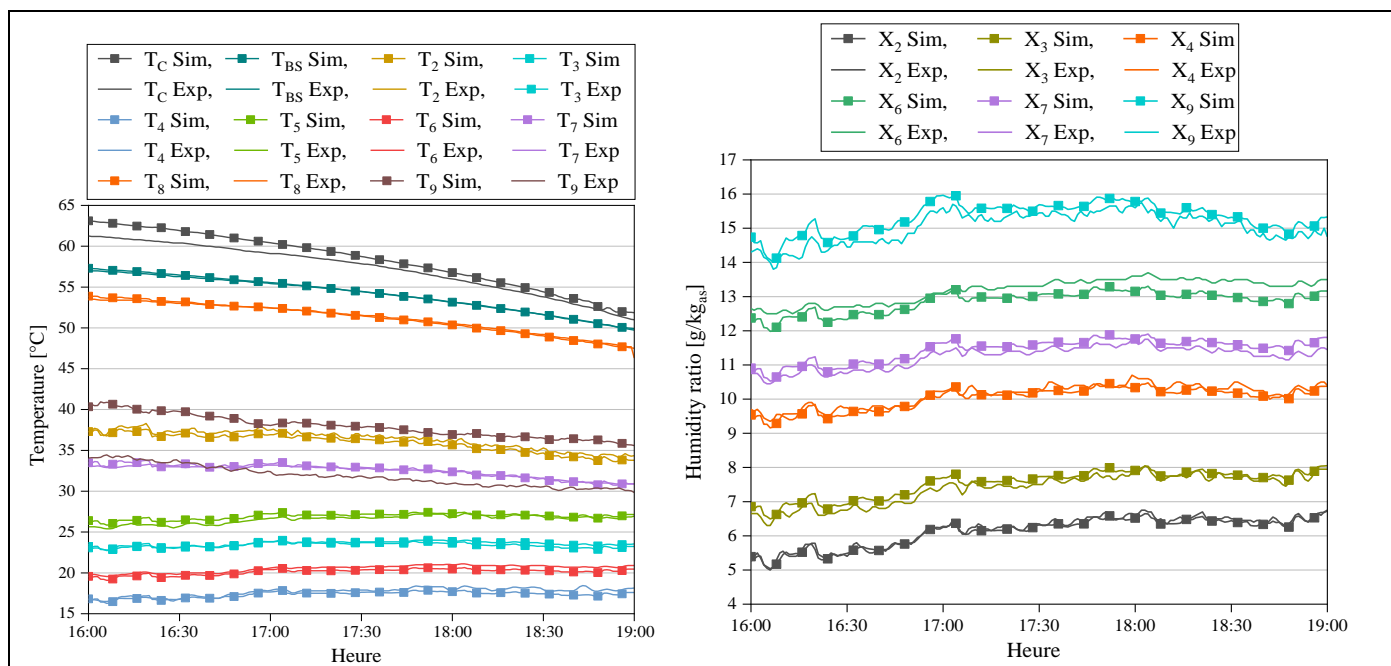
**Figure III.15 :** Comparaison entre les résultats expérimentaux et les prédictions du modèle du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation.

L'analyse des courbes montre que, globalement, le modèle a pu simuler de manière assez fidèle les résultats des expériences. L'écart observé est acceptable, et peut s'expliquer par l'inertie et la sensibilité élevée du système de régulation de l'installation, notamment au niveau de la vanne V3V, ce qui apparaît clairement le jour spécial de septembre. Il convient de rappeler que, même pour les données expérimentales, la température  $T_{BS}$  du ballon de stockage n'est pas mesurée directement, mais calculée comme déjà mentionné.

La température  $T_C$  de l'eau dans les capteurs solaires présente des valeurs calculées plus élevées et plus stables que les valeurs mesurées, particulièrement après le début de la régénération. Ceci peut s'expliquer par une mauvaise estimation des pertes thermiques dans le circuit solaire dans le modèle. Les fuites incontrôlées d'air dans la RD (courts-circuits) et l'inhomogénéité du flux d'air provoquent les fluctuations observées dans les courbes de  $X_2$ . Le capteur d'humidité placé après la RD ne mesure qu'une valeur ponctuelle qui ne peut être généralisée à la surface totale de la roue. Comme dans l'expérimental, on obtient des conditions satisfaisantes de soufflage de l'air pour ce type de technologie ( $T_4$ ,  $X_4$ ). Le stock solaire semble suffisant pour quelques heures pour le climat de La Rochelle. On remarque également que la RD fonctionne correctement tant que la température de régénération, et donc du ballon d'eau chaude, reste élevée ( $T_{BS} > 50^\circ\text{C}$ ).

Pour analyser tous les paramètres, nous avons choisi la période pendant laquelle tous les composants du système sont en fonctionnement (16h à 19h), c'est-à-dire la période de régénération, en considérant que le système a atteint l'état de stabilisation. Nous avons aussi opté pour la journée de juillet qui présente moins de fluctuations dans les mesures expérimentales. Après l'ouverture de la V3V (début de la régénération), les paramètres de

l'air mettent un certain temps pour atteindre le régime établi.



**Figure III.16** : Comparaison entre les résultats du modèle de système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation avec les données expérimentales.

La figure III.16 : présente un examen de la plupart des conditions d'air et d'eau chaude solaire pendant trois heures de fonctionnement en mode régénération. Elle offre des comparaisons entre les prédictions et les valeurs expérimentales pour toutes les composantes du SDCS. On peut distinguer le bon accord général pour les deux paramètres de l'installation solaire et les sept paramètres DCS.

Pour plus de rigueur, nous avons préféré effectuer des analyses statistiques pour évaluer la qualité et la performance réelle du modèle. Un résumé succinct des résultats est présenté dans le tableau III.7 ci-dessous.

**Tableau III.7** : Indicateurs MAPE et RMSE pour le modèle du système de rafraîchissement solaire de l'air par dessiccation.

Composant	Variable	MAPE <sub>T</sub> [%]	MAPE <sub>X</sub> [%]	RMSE <sub>T</sub> [°C]	RMSE <sub>X</sub> [g/kg]
Roue dessicante	T <sub>2</sub> ; X <sub>2</sub>	1.305	0.714	0.497	0.087
	T <sub>9</sub> ; X <sub>9</sub>	19.13	1.902	6.091	0.312
Roue sensible	T <sub>3</sub> ; X <sub>3</sub>	0.586	2.128	0.235	0.179
	T <sub>7</sub> ; X <sub>7</sub>	0.255	1.804	0.220	0.215
Humidificateur 1	T <sub>4</sub> ; X <sub>4</sub>	1.883	0.812	0.411	0.142
Batterie de chauffage	T <sub>5</sub>	1.351	-	0.418	-
Humidificateur 2	T <sub>6</sub> ; X <sub>6</sub>	1.949	2.466	0.422	0.350
Batterie de régénération	T <sub>8</sub>	0.057	-	0.185	-
Capteurs solaire	T <sub>C</sub>	1.792	-	1.121	-
Ballon de stockage	T <sub>BS</sub>	0.103	-	0.115	-

Malgré l'erreur de prédiction de la température T9, dont le MAPE a atteint 19,13%, les autres prévisions de température dans l'ensemble de l'installation sont très précises, avec un MAPE inférieur à 2%. La plus grande valeur de RMSE se situe au niveau des capteurs solaires avec 1.121 °C. Le modèle a également pu estimer la température de régénération de façon parfaite, puisque le MAPE était quasiment nul. La même remarque peut être généralisée à propos de l'humidité, car l'erreur est très faible, en particulier dans la RD avec un MAPE de 0,714% et 1,902%, suivi de l'humidificateur 1 avec un MAPE de 0,812%, et l'erreur maximale dans l'humidificateur 2 avec 2,466 %. En faisant une comparaison globale, nous pouvons affirmer que le modèle a pu prédire avec exactitude les conditions de soufflage, puis les conditions des sorties de la RD, et enfin les températures dans l'installation solaire.

### III.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exposé les modèles développés pour chaque composant de l'installation de rafraîchissement de l'air par dessiccation. Le modèle de la RD a été créé et ajouté à la bibliothèque TRNSYS. Nous avons ensuite pu les assembler dans un modèle global qui permet, à partir des données climatiques de base, de simuler l'ensemble de l'installation. Il couvre à la fois la partie solaire et la partie traitement de l'air. Nous avons conçu notre modèle pour qu'il soit adaptable aux multiples cas de figure envisageables.

En comparant les résultats de calcul obtenus avec les données expérimentales, nous pouvons estimer que notre modèle est tout à fait capable de simuler l'ensemble d'un DCS et à régénération solaire. Nous avons veillé à ce qu'il soit flexible et capable d'intégrer les données des différents lieux d'implantation de l'installation pour prédire l'ensemble des paramètres de son fonctionnement. Il sera donc utilisé dans la dernière partie de cette étude pour l'évaluation des performances de ce type de technique pour différents climats et notamment avec les conditions climatiques semi-arides du nord algérien. Nous pourrions ainsi déterminer les limites d'utilisation de ces DCS selon les conditions imposées. Des solutions pour l'amélioration des performances de l'installation seront même proposées.

**Références**

- [1] N. Labed, P. Joubert, “Etude expérimentale d’évaluation du potentiel de rafraîchissement des bâtiments à l’aide d’une centrale de traitement d’air à dessiccation et régénération solaire pour les climats semi-arides,” in *16èmes Journées Internationales de Thermique*, 2013, no. Jith.
- [2] N. Labed, P. Joubert, “Etude des performances d ’ une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation pour des climats chauds et semi-arides,” in *Journées Internationales de Thermique (JITH 2017)*, 2017.
- [3] N. Labed, P. Joubert, and M. Burlot, “Des résultats prometteurs pour le rafraîchissement des régions très ensoleillées,” *Rev. Générale du Froid*, no. Mars-avril, pp. 32–39, 2018.
- [4] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, “Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation,” *Sol. Energy*, vol. 83, no. 11, pp. 2059–2073, 2009.
- [5] R. Ghazal, “Modèles de connaissance à paramètres identifiables expérimentalement pour les systèmes de refroidissement dessiccatif couplés à un système solaire,” 2014.
- [6] D. B. Jani *et al.*, “A review on use of TRNSYS as simulation tool in performance prediction of desiccant cooling cycle,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 140, no. 5, pp. 2011–2031, 2020.
- [7] “TRNSYS.” [Online]. Available: <http://www.trnsys.com/>.
- [8] “TRNSYS - Official Website - University of Wisconsin.” [Online]. Available: <https://sel.me.wisc.edu/trnsys/>.
- [9] T. P. McDowell, D. E. Bradley, J. W. Thornton, and M. Kummert, “Simulation Synergy : Expanding Trnsys Capabilities and Usability,” *SimBuild 2004*, pp. 2–7, 271AD.
- [10] E. Hürdoğan, O. Buyükalaca, A. Hepbasli, and T. Yilmaz, “Exergetic modeling and experimental performance assessment of a novel desiccant cooling system,” *Energy Build.*, vol. 43, no. 6, pp. 1489–1498, 2011.
- [11] C. Maalouf, “Étude du potentiel de rafraîchissement d ’ un système évaporatif à désorption avec régénération solaire,” Université de La Rochelle, 2007.
- [12] A. Hobbi and K. Siddiqui, “Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS,” *Sol. Energy*, vol. 83, no. 5, pp. 700–714, 2009.
- [13] C. Infante Ferreira and D. S. Kim, “Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data,” *International Journal of Refrigeration*,

- vol. 39. Elsevier Ltd and IIR, pp. 23–37, 2014.
- [14] H. Gunerhan and A. Hepbasli, “Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications,” vol. 39, pp. 509–516, 2007.
- [15] H. Derbal-Mokrane, S. Bouaichaoui, N. El Gharbi, M. Belhamel, and A. Benzaoui, “Modeling and numerical simulation of an integrated solar combined cycle system in Algeria,” *Procedia Eng.*, vol. 33, no. 20112, pp. 199–208, 2012.
- [16] S. a. Klein and W. a. Beckman, *Volume 5 Mathematical Reference*, vol. 5. 2007.
- [17] Solar Energy Laboratory, “Trnsys 18, a TRaNsient SYstem Simulation program, Volume 3, Standard Component Library Overview,” 2017.
- [18] T. S. Ge, Y. Li, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, “A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 6, pp. 1485–1528, 2008.
- [19] R. Narayanan, W. Y. Saman, S. D. White, and M. Goldsworthy, “Comparative study of different desiccant wheel designs,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1613–1620, 2011.
- [20] K. Youcef *et al.*, “Modélisation Des Phénomènes De Transports Dans La Roue De Dessiccation D ’ un Système De Climatisation Solaire,” pp. 1–8, 2016.
- [21] R. Narayanan, “Solid and gas-side resistance of a silica-gel desiccant wheel,” *Energy Procedia*, vol. 160, no. 2018, pp. 139–146, 2019.
- [22] M. Beccali, F. Butera, R. Guanella, and R. S. Adhikari, “Simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 27, no. 1, pp. 17–29, 2003.
- [23] F. Comino, M. R. De Adana, and F. Peci, “First and second order simplified models for the performance evaluation of low temperature activated desiccant wheels,” *Energy Build.*, vol. 116, pp. 574–582, 2016.
- [24] D. Y. Lee and D. S. Kim, “Analytical modeling of a desiccant wheel,” *Int. J. Refrig.*, vol. 42, pp. 97–111, 2014.
- [25] P. Stabat and D. Marchio, “Heat-and-mass transfers modelled for rotary desiccant dehumidifiers,” *Appl. Energy*, vol. 85, no. 2–3, pp. 128–142, 2008.
- [26] T. S. Ge, F. Ziegler, and R. Z. Wang, “A mathematical model for predicting the performance of a compound desiccant wheel (A model of compound desiccant wheel),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 8–9, pp. 1005–1015, 2010.
- [27] A. Pakari and S. Ghani, “Comparison of 1D and 3D heat and mass transfer models of a counter flow dew point evaporative cooling system: Numerical and experimental

- study,” *Int. J. Refrig.*, vol. 99, pp. 114–125, 2019.
- [28] N. Enteria, H. Awbi, and H. Yoshino, *Desiccant heating, ventilating, and air-conditioning systems*. 2016.
- [29] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, and N. Kyriakis, “Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model,” *Energy Build.*, vol. 42, no. 10, pp. 1719–1725, 2010.
- [30] C. R. Ruivo, A. Carrillo-Andrés, J. J. Costa, and F. Domínguez-Muñoz, “A new approach to the effectiveness method for the simulation of desiccant wheels with variable inlet states and airflows rates,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 670–678, 2013.
- [31] I. L. Maclaine-Cross and P. J. Banks, “Heat Mass Transfer,” vol. 15, pp. 1225–1242, 1972.
- [32] D. J. Close and P. J. Banks, “Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in fluid flow through a porous medium - II Predictions for a silica-gel air-drier using characteristic charts,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 27, no. 5, pp. 1157–1169, 1972.
- [33] K. F. Fong, T. T. Chow, Z. Lin, and L. S. Chan, “Simulation-optimization of solar-assisted desiccant cooling system for subtropical Hong Kong,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 2–3, pp. 220–228, 2010.
- [34] K. J. Schultz, “The Performance of Desiccant Dehumidifier Air-Conditioning Systems Using Cooled Dehumidifiers,” University of Wisconsin Madison, 1983.
- [35] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, “Comparison between the conventional and recirculation modes in desiccant cooling cycles and deriving critical efficiencies of components,” *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1057–1067, 2010.
- [36] J. Sarkar and S. Bhattacharyya, “Application of graphene and graphene-based materials in clean energy-related devices Minghui,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 33, no. 4, pp. 23–40, 2012.
- [37] I. Dincer, S. Dost, and X. Li, “PERFORMANCE ANALYSES OF SENSIBLE HEAT STORAGE,” vol. 21, no. September 1996, pp. 1157–1171, 1997.
- [38] F. J. Uhl and J. Sieres, “Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank . Part II : dynamic mode of operation,” vol. 27, pp. 137–144, 2007.
- [39] F. Calise, M. D. Accadia, and A. Palombo, “Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations,” *Sol. Energy*, vol. 84, no. 3, pp. 432–449, 2010.
- [40] Y. Pal and T. Matuska, “Energy & Buildings Stratification analysis of domestic hot water storage tanks : A comprehensive review,” *Energy Build.*, vol. 187, pp. 110–131, 2019.

## **CHAPITRE IV :**

**APPLICATION DU SYSTÈME DE  
RAFRAÎCHISSEMENT SOLAIRE DE L'AIR PAR  
DESSICCATION À UN CLIMAT SEMI-ARIDE :  
RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS**

## IV.1 Introduction

Après avoir développé et validé un modèle de SDCS, nous allons à présent l'employer pour simuler le comportement des installations face à des conditions climatiques sévères du climat semi-aride. Nous allons définir les limites d'applicabilité de ce système dans ces conditions et proposer des solutions pour l'améliorer. A partir des résultats obtenus, l'opportunité de réalisation d'une centrale basée sur le "desiccant cooling" dans la région d'Oum-El-Bouaghi sera discutée.

## IV.2 Climat semi-aride

### IV.2.1 Définition

Le climat semi-aride est un type de climat sec situé entre le climat désertique et le climat humide. Selon la classification de Köppen-Geiger, il existe deux catégories de climats semi-arides basées sur la température : BSh (semi-aride chaud) avec une température annuelle moyenne supérieure à 18°C et BSk (semi-aride froid) avec une température annuelle moyenne inférieure à 18°C (fig IV.1) [1].

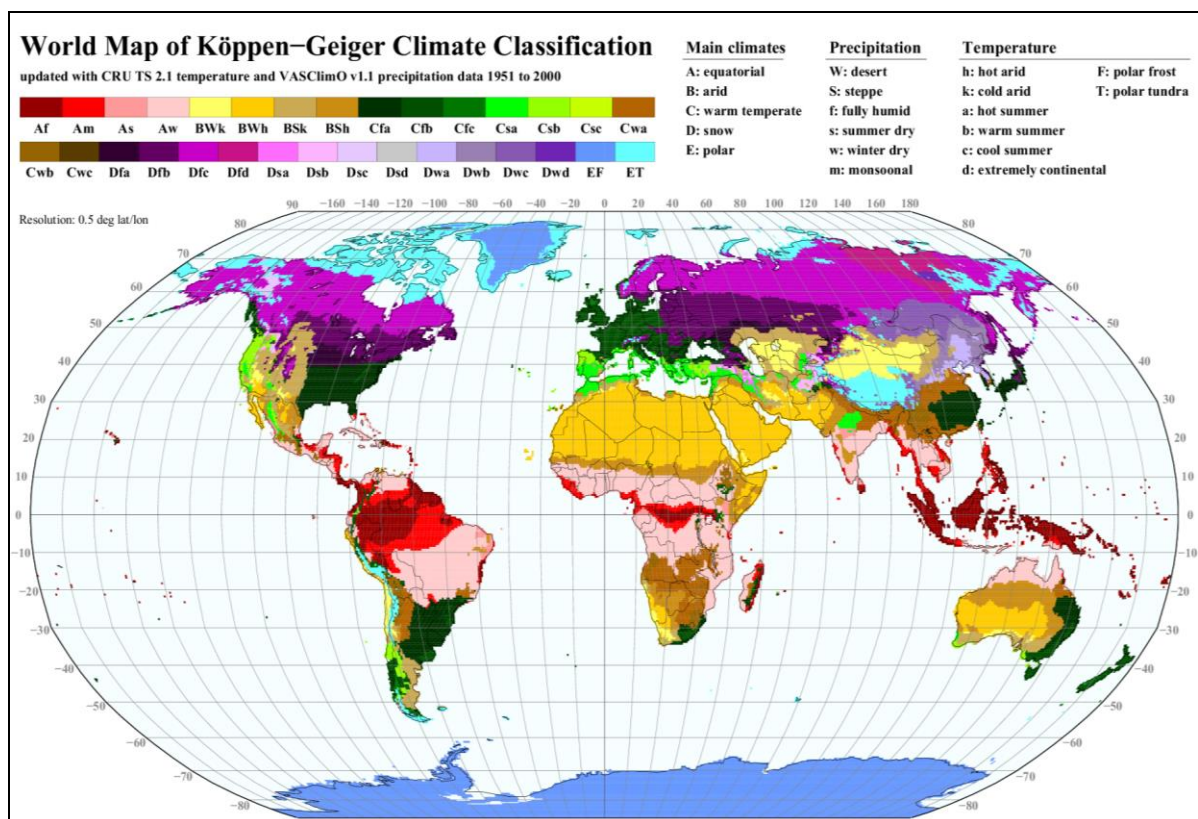


Figure IV.1 : Zones climatique selon Köppen-Geiger [1].

Ce climat est généralement caractérisé par une faible pluviométrie annuelle et une forte évapotranspiration due à des températures élevées. Les températures diurnes sont élevées et les températures nocturnes sont relativement basses, ce qui peut entraîner des écarts de température quotidiens importants. Les régions du monde où l'on peut trouver ce type de climat sont principalement situées entre les zones arides et humides, notamment dans les régions de transition entre les zones subtropicales et tempérées [1, 2].

### IV.2.2 Données climatiques retenues pour la simulation

Le site choisi pour cette étude est la région d'Oum El Bouaghi située dans le nord-est de l'Algérie. Selon la classification de Köppen-Geiger, le climat y est de type BSk et se caractérise par un fort potentiel solaire et des étés chauds, avec des températures quotidiennes pouvant dépasser 38°C et une humidité relative pouvant baisser jusqu'à 6% [3]. Pour les jours sélectionnés pour la simulation, nous avons obtenu les données climatiques de la station météorologique de Constantine, la plus proche d'Oum-El-Bouaghi, par l'intermédiaire au site web « [Weather Underground](#) ».

Dans le but d'obtenir des résultats complets de simulation sur toute la saison estivale (juin→septembre), nous avons pris comme échantillon les données (2022) d'une semaine par mois, à savoir : 21-28 juin, 5-12 juillet... Les données disponibles sont fournies avec un pas de temps d'une demi-heure, soit 48 valeurs pour chaque variable par chaque jour. Les figures IV.2 et IV.3 offrent un aperçu sur les données climatiques retenues pour la simulation.

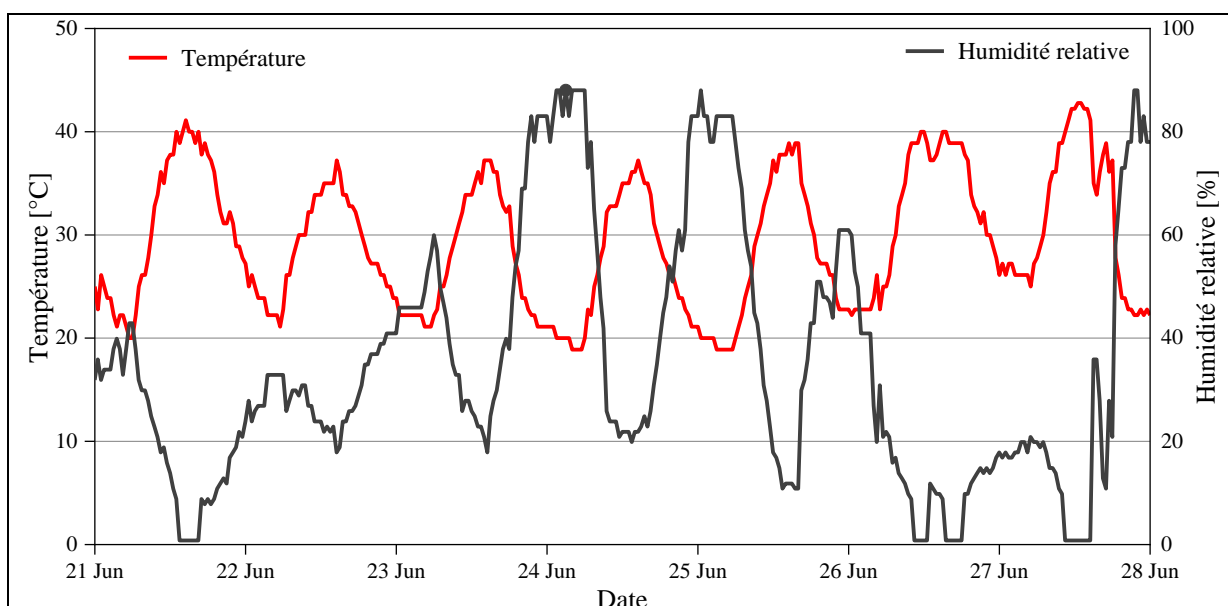
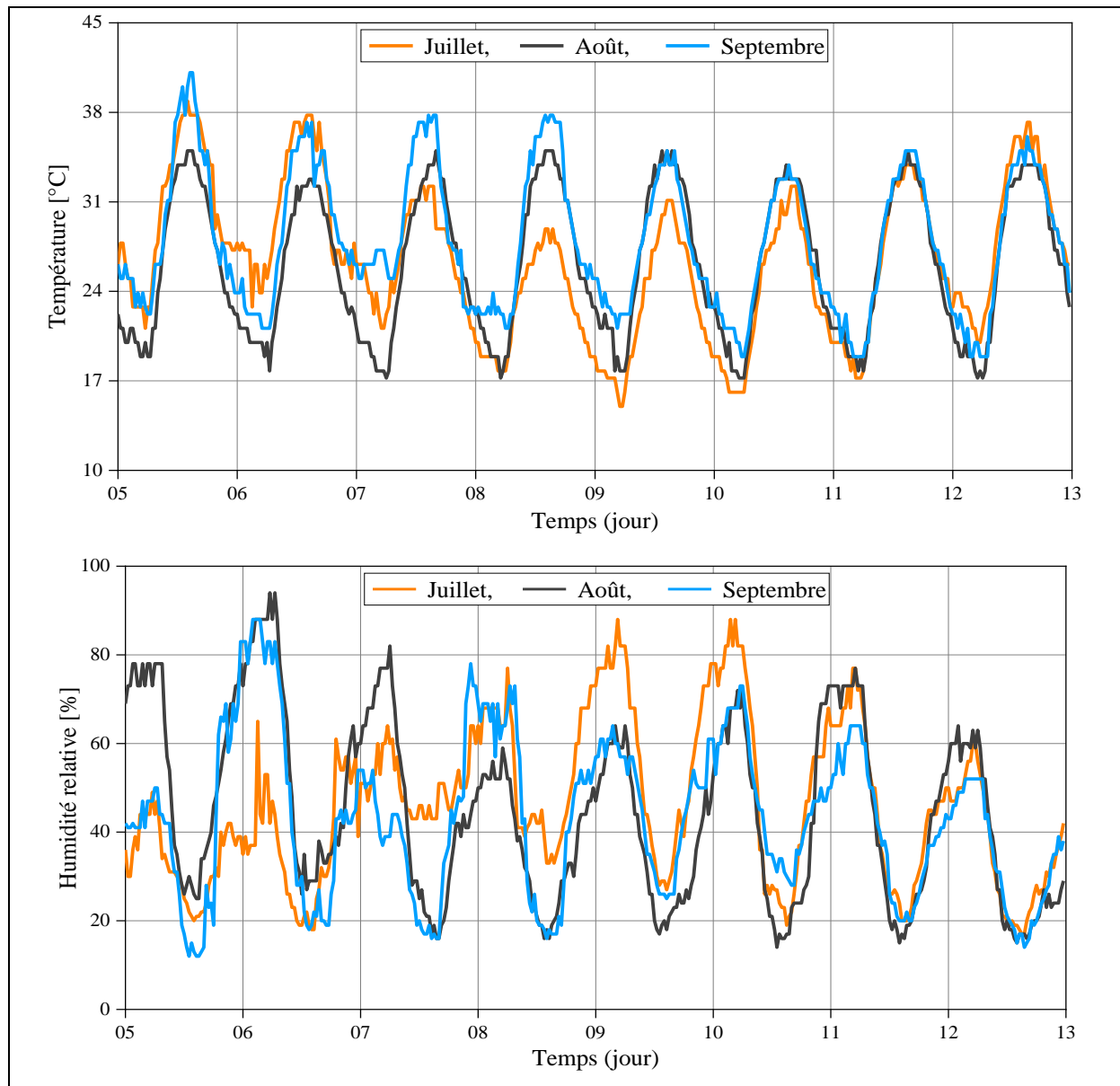


Figure IV.2 : Données climatiques de la région d'Oum-El-Bouaghi. Première semaine de l'été 2022.



**Figure IV.3 :** Données climatiques des mois de juillet à septembre 2022 dans la région d'Oum-El-Bouaghi

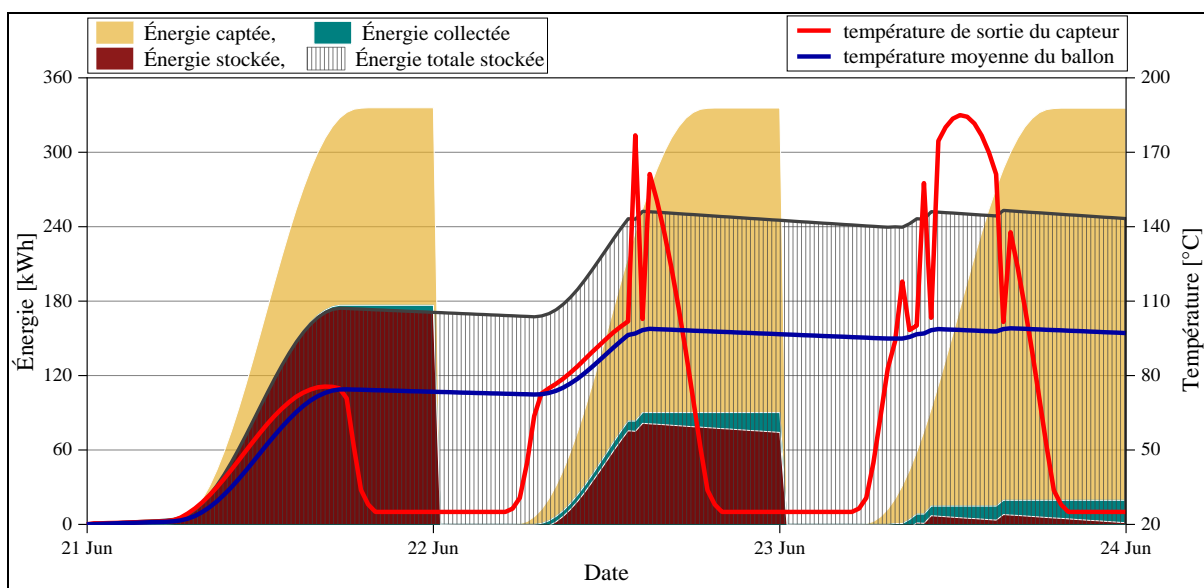
### **IV.3 Influence de l'énergie solaire captée sur la chaleur stockée et utilisée**

#### **IV.3.1 Capacité maximale de stockage thermique**

Dans un premier temps, nous allons évaluer la quantité d'énergie solaire captée et emmagasinée en utilisant uniquement le modèle du système solaire thermique, indépendamment du DCS. L'objectif principal visé est la prédiction du potentiel thermique (chaleur et température) disponible quotidiennement pour régénérer efficacement la RD et ainsi faire fonctionner le DCS dans des conditions idéales. L'analyse du comportement dynamique de l'installation solaire permettra d'obtenir des données fiables pour la fixation de la durée maximale de puisage de la chaleur et la gestion optimale dans le stock.

Pour la simulation, la température de l'air ambiant est fixée à 25°C afin de prendre en compte les déperditions d'énergie dans le ballon et les capteurs dans le milieu extérieur. La température initiale de l'eau dans le ballon est estimée à 20°C. A partir de ces données, le programme calcule les énergies captée ( $E_{rec}$ ), utile collectée ( $E_u$ ) et stockée ( $E_s$ ) en [kWh] par intégration journalière du rayonnement solaire global reçu ( $G_i$ ), la quantité de chaleur utile collectée ( $Q_u$ ) et la quantité de chaleur stockée ( $Q_s$ ) en [kW]. Par la suite, on intègre sur toute la période de simulation de  $Q_s$  afin d'obtenir l'énergie thermique maximale stockée et on introduit la quantité de chaleur minimale suffisante pour la régénération ( $Q_{reg} \geq 20kW$  d'après Bourdoukan [4]) pour obtenir à la fin la durée de validité du stock de chaleur.

Bien que les calculs ont été faits pour toute la saison estivale, nous avons préféré ne présenter que les résultats des trois premiers journées (fig IV.4). En effet, ont obtenu quasiment les mêmes tendances, excepté pour la quantité d'énergie captée, pour toutes les variables pour le reste des jours.



**Figure IV.4 :** Évolution des paramètres du système solaire durant la période de stockage.

L'énergie totale captée le 21 juin est de 335 kWh avant de diminuer légèrement au cours des jours suivants. L'énergie collectée a dépassé 176 kWh au coucher du soleil le premier jour, puis elle a baissé à 90 kWh le deuxième jour et à 19 kWh le troisième jour. La plupart de cette énergie collectée a été stockée sous forme d'eau chaude dans le ballon de stockage. Toutefois, la collecte et le stockage ont été plus importants les premiers jours car l'énergie stockée était initialement faible, ce qui a créé un gradient de température favorisant le transfert de la chaleur captée par les capteurs vers le ballon. Ce transfert s'est poursuivi tant que la température moyenne de l'eau chaude n'a pas atteint le point de changement de phase

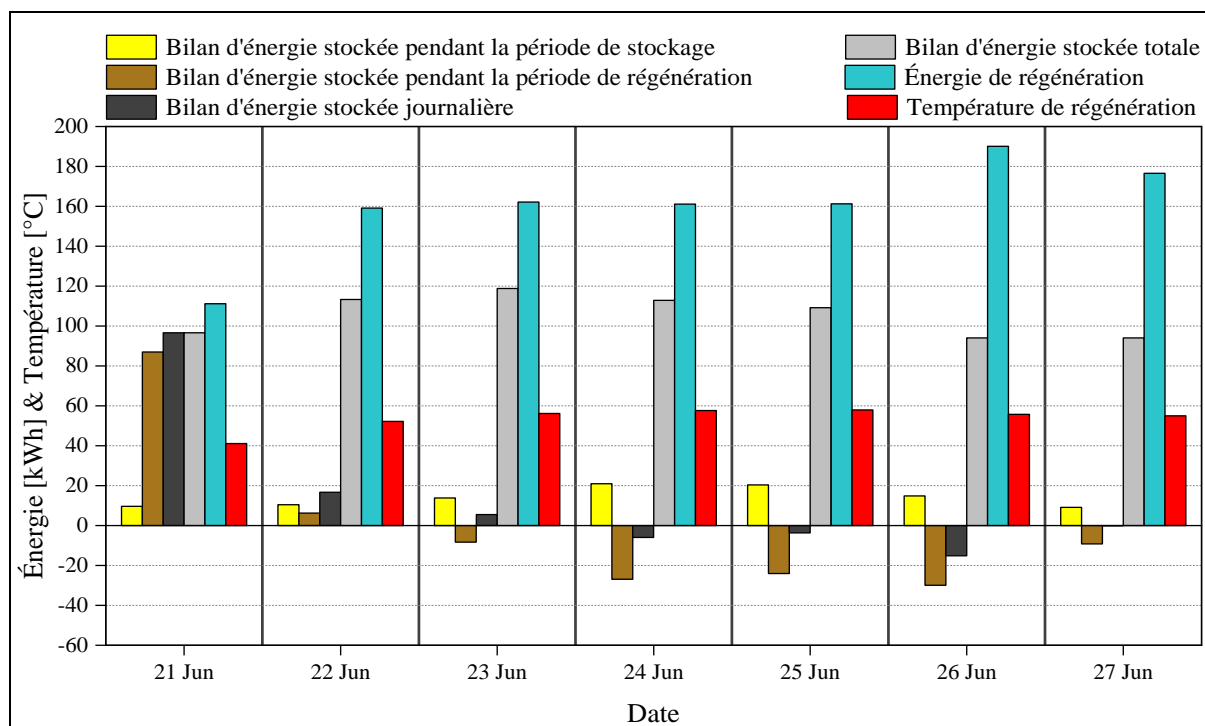
(100°C, la température d'ébullition de l'eau). Le premier jour, l'énergie solaire captée a permis d'augmenter la température de l'eau de 20 à 74°C, ce qui a rendu possible le stockage jusqu'à midi de la journée suivante, où la température de l'eau chaude stockée a approché les 100°C et donc la saturation. Cela a entraîné l'arrêt du stockage et la montée de la température de sortie des collecteurs à plus de 180°C en raison de la réception continue du rayonnement solaire sans le stocker. En réalité, pour éviter la surchauffe du système, l'eau chaude est dirigée vers un aérotherme situé sur le toit pour évacuer l'excès de chaleur. La diminution de l'énergie stockée observée le soir de chaque jour est due aux pertes thermiques avec l'environnement extérieur. L'énergie perdue chaque jour est récupérée le lendemain de manière périodique et régulière à partir du troisième jour.

Au final, l'analyse du site étudié montre que l'énergie maximale pouvant être stockée par le réservoir est de 252 kWh. Ce résultat est obtenu après environ 36 heures de fonctionnement des capteurs, qui couvrent une surface de 42 m<sup>2</sup>. En considérant que l'énergie stockée est entièrement utilisée pour la régénération, sans perte d'énergie, on peut calculer que le temps maximum disponible pour cette opération est initialement de 12 heures. Ce temps dépend de la capacité du réservoir, qui est de 2.75 m<sup>3</sup>.

### **IV.3.2 Optimisation de l'utilisation de l'énergie stockée**

Il s'agit de gérer au mieux l'énergie en stock pour qu'elle soit suffisante et disponible essentiellement pour la régénération de la RD. Bien évidemment, il faut minimiser le recours à l'aérotherme anti- surchauffe pour éviter le gaspillage d'énergie. Il faut donc chercher à bien synchroniser les périodes de stockage et de régénération pour optimiser la gestion. En utilisant le modèle global du système dans des conditions extérieures réelles, il est possible d'évaluer l'impact de l'énergie captée sur l'énergie stockée et donc sur l'énergie de régénération disponible.

Nous allons simuler la première semaine d'été en utilisant deux scénarios différents. Dans le premier temps, nous supposons que la période de régénération commence tôt le matin dès 9<sup>h</sup>. Dans le second scénario, elle est retardée jusqu'à 13<sup>h</sup>. Dans les deux cas, la période de régénération dure 10 heures. Nous évaluerons les résultats en utilisant deux critères principaux : l'énergie résiduelle dans le stock à la fin de chaque journée et les conditions de régénération (énergie et température). Le premier critère nous permet de prévenir la déconnexion quotidienne du système solaire en garantissant un minimum d'énergie stockée. Le second critère garantit des conditions optimales pour la régénération, en particulier une température supérieure à 50°C.



**Figure IV.5 :** Évolution des paramètres du système solaire pour le premier scénario.

Selon les résultats du premier scénario, le bilan d'énergie stockée pendant la période de stockage ( $E_{s,ts}$ ) (éq III.8) est très faible et ne dépasse pas 11 kWh. Cela implique que le stockage se poursuit pendant la période de régénération, qui apporte la majorité de l'énergie stockée. Ainsi, le stockage total du premier jour atteint 97 kWh. Comme le ballon est vide au début, le stockage est privilégié ce jour-là, ce qui entraîne une énergie et une température de régénération souvent inférieures au seuil requis. Par conséquent, la possibilité d'utiliser l'énergie solaire pour régénérer le dessicant le premier jour est très limitée.

Le deuxième jour, le bilan d'énergie  $E_{s,ts}$  augmente légèrement, tandis que le bilan d'énergie stockée pendant la période de régénération  $E_{s,trég}$  (éq III.9) diminue de façon significative. Cela entraîne une baisse de l'énergie nette stockée ce jour-là, qui est de  $E_{s,jour}=18$  kWh. Néanmoins, les conditions de régénération sont satisfaites avec une température supérieure à 50°C pendant la majeure partie de la période de régénération, et une énergie totale de régénération de  $E_{rég}=160$  kWh. Ainsi, grâce à l'énergie stockée totale restante de la veille ( $E_{s,tot} = 95$  kWh), l'eau chaude dans le ballon conserve encore 115 kWh de son énergie totale, malgré l'utilisation de l'énergie captée dans la régénération.

Le troisième jour, le bilan d'énergie stockée est plus important pendant la période de stockage et moins pendant la période de régénération, avec le début de la consommation de l'énergie stockée dans les dernières heures de la période de régénération, comme l'indiquent les valeurs négatives dans cette période ( $E_{s,trég} = -8$  kWh). Cela signifie que l'énergie

consommée pour la régénération du dessiccant est supérieure à l'énergie stockée pendant cette période. Néanmoins, l'énergie  $E_{s,tot}$  reste supérieure à l'énergie consommée, ce qui explique l'augmentation de l'énergie  $E_{s,tot}$  restant dans le ballon ( $E_{s,tot} = 120$  kWh). La consommation continue de croître les jours suivants, ce qui entraîne une baisse de bilan de l'énergie totale dans le ballon ( $E_{s,tot} = 95$  kWh) à la fin de la semaine. Cela s'explique par la diminution (valeurs négatives) du bilan journalier de l'énergie stockée au fil des jours ( $E_{s,jour}$ ), où l'on utilise l'énergie stockée les premiers jours pour compenser l'insuffisance de l'énergie journalière stockée ( $E_{s,ts} + E_{s,trég}$ ) des jours concernés à fournir l'énergie nécessaire à la régénération. Cependant, les conditions de régénération demeurent acceptables avec une température et une énergie suffisantes.

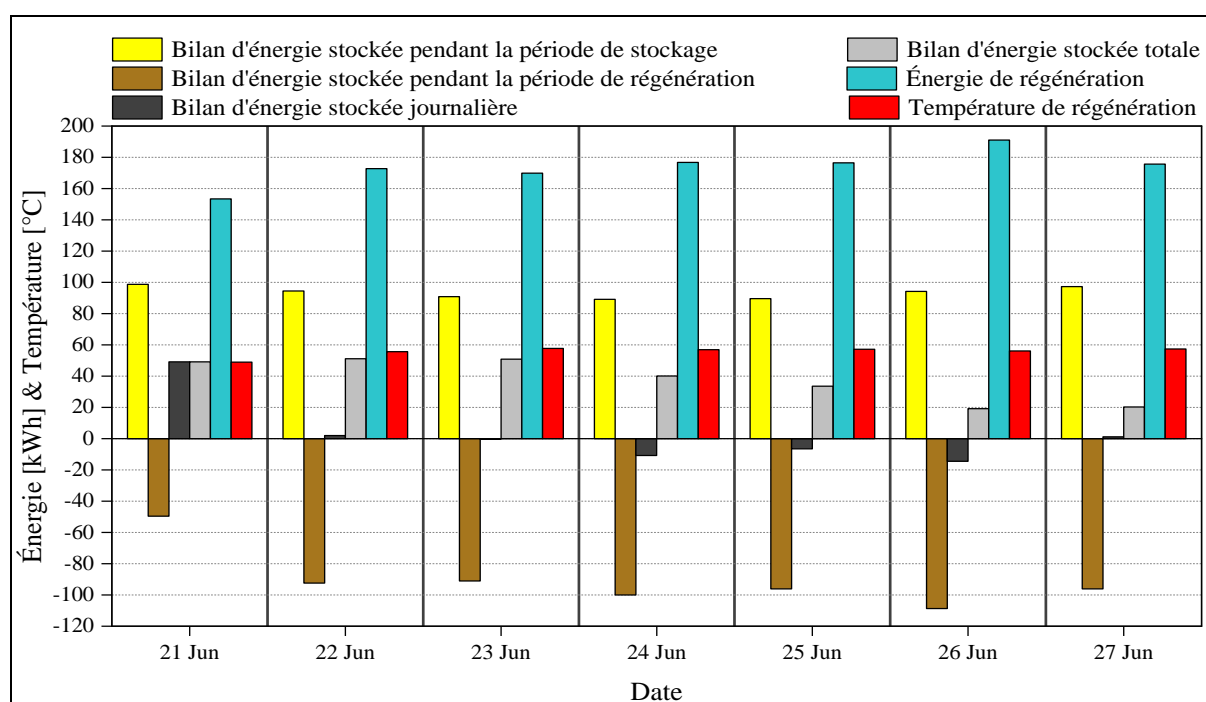


Figure IV.6 : Évolution des paramètres du système solaire pour le deuxième scénario.

Le premier jour du deuxième scénario (fig IV.6), une quantité importante d'énergie est stockée pendant la période de stockage ( $E_{s,ts} = 99$  kWh), ce qui est logique compte tenu de la durée de la période de stockage qui dépasse 6 heures. Le stockage se poursuit au début de la période de régénération ( $E_{s,trég} = 8$  kWh), mais il ne dure pas longtemps car l'énergie stockée commence à être consommée pour la régénération en raison du gradient de température approprié (températures d'eau du réservoir plus élevées que les températures de l'air dans la batterie de régénération). Cela permet de remplir les conditions de régénération, mais pendant une très courte période (seulement deux heures). Néanmoins,  $E_{s,tot} = 50$  kWh de l'énergie totale stockée sont préservés et atteignent  $E_{s,tot} = 116$  kWh. La journée suivante, on observe une

légère diminution de l'énergie stockée pendant la période de stockage et son absence pendant la période de régénération. Les conditions de régénération sont favorables ( $T_{\text{rég}} \approx 60^\circ\text{C}$ ) mais de durée limitée, car l'énergie stockée pendant la période de stockage ( $E_{s,ts} \approx 100 \text{ kWh}$ ) est consommée rapidement pendant la période de régénération ( $E_{s,\text{trég}} \approx -100 \text{ kWh}$ ), de sorte que le bilan journalier est nul à la fin de chaque journée ( $E_{s,\text{jour}} \approx 0$ ). Ce profil se répète périodiquement les premiers jours jusqu'à ce que l'énergie consommée dépasse l'énergie stockée les derniers jours. Ceci explique les valeurs négatives de  $E_{s,\text{jour}}$ .

En résumé, les deux scénarios présentent chacun des avantages et des inconvénients. Un des avantages du premier scénario est que l'énergie stockée n'est pas épuisée en fin de journée, et donc le réservoir conserve toujours de l'énergie utile pour la journée suivante. Le stockage se poursuit pendant la période de régénération tout en fournissant de l'énergie de régénération au DCS, offrant des conditions de régénération satisfaisantes à partir du troisième jour, bien qu'un peu faibles, mais stables et suffisantes. L'inconvénient est que le système solaire n'a pas eu suffisamment de temps pour stocker l'énergie solaire en raison du démarrage précoce de la régénération, ce qui a retardé l'établissement de conditions favorables à la régénération jusqu'au troisième jour.

Un des avantages du deuxième scénario est de donner au système solaire suffisamment de temps pour collecter et stocker l'énergie, mais l'énergie stockée est fortement consommée du fait de la continuation de la régénération pendant la période où le soleil se couche, sans oublier la période limitée de conditions de régénération acceptables. En général, dans les deux scénarios, l'énergie de régénération moyenne est de l'ordre de 160 kWh, et lorsque  $Q_{\text{rég}}$  critique est 20 kWh, cette énergie n'est suffisante que pour 8 heures.

Après la comparaison, nous proposons un troisième scénario qui combine les avantages des précédents, en plus de prendre en compte le temps disponible pour la régénération (8 heures). Le début de la période de régénération se situe entre les précédents, c'est-à-dire à 11<sup>h</sup> pour se donner un bon moment pour le stockage tout en préservant la fin de période comme dans le premier cas de figure soit à 19h afin d'éviter d'épuiser toute l'énergie stockée.

La figure IV.7 : présente les résultats du troisième scénario. Bien que la première journée n'ait pas présenté les conditions optimales pour la régénération, le stockage d'énergie était satisfaisant à sa fin, avec un total de 90 kWh restants pour la journée suivante. Le jour suivant,  $E_{s,ts}=42 \text{ kWh}$  ont été stockés durant la période de stockage et 24 kWh ont été consommés durant la période de régénération, ce qui donne un apport net quotidien de 18kWh au reste de la journée précédente pour atteindre un total de 108 kWh. La consommation de

l'énergie stockée a commencé à partir de la fin du deuxième jour et a continué à augmenter jusqu'à atteindre un maximum le sixième jour avec une valeur de 54 kWh. Cette valeur était légèrement supérieure à l'énergie stockée ce même jour, de sorte que le bilan journalier a été négatif ( $E_{s,jour} = -15$ ) avec  $E_{s,tot} = 85$  kWh restant dans le ballon. Après ce jour, le bilan journalier est revenu à l'équilibre le dernier jour ( $E_{s,jour} \approx 0$ ), dissipant ainsi les préoccupations quant à la possibilité d'épuiser l'énergie stockée.

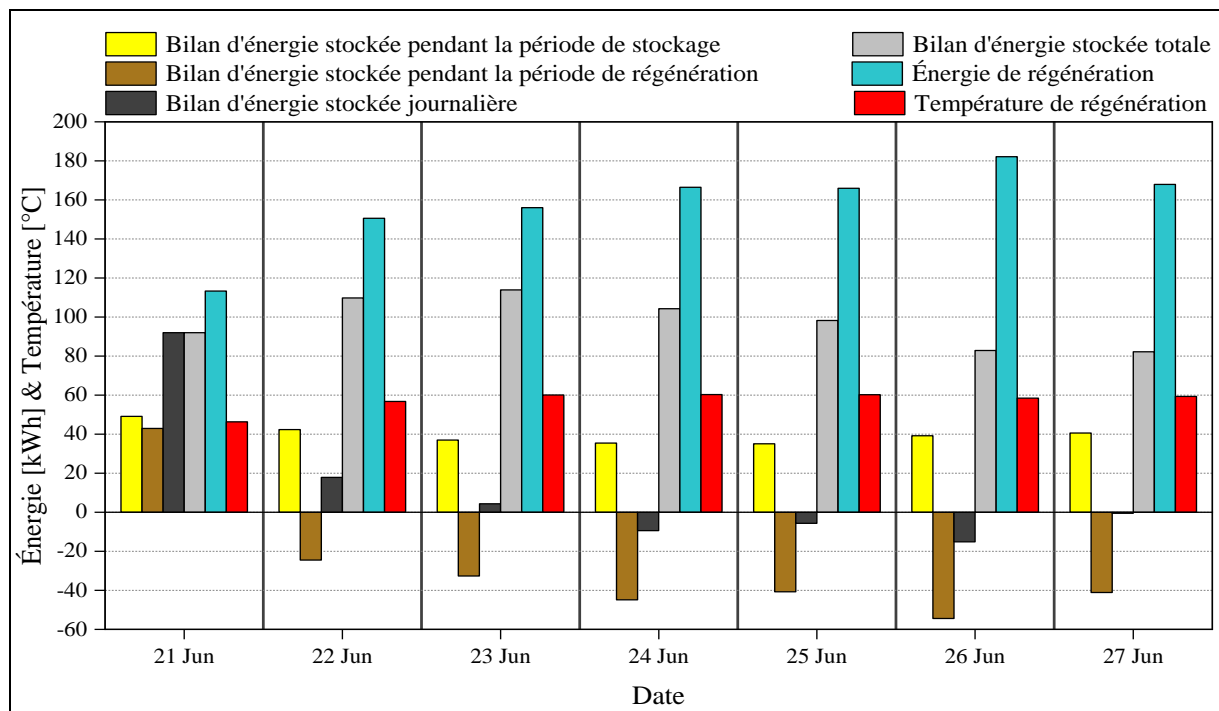


Figure IV.7 : Évolution des paramètres du système solaire pour le scénario choisi.

En général, ce scénario offre des conditions de régénération très satisfaisantes. En effet, à partir du deuxième jour, la température se stabilise à une moyenne de 60°C et une énergie de régénération atteignant  $E_{rég} = 180$  kWh le sixième jour. Ces paramètres restent stables à long terme, et c'est ce qui nous préoccupe en premier lieu. Nous pouvons donc conclure que le troisième scénario est approprié pour gérer l'énergie solaire stockée sur le site étudié.

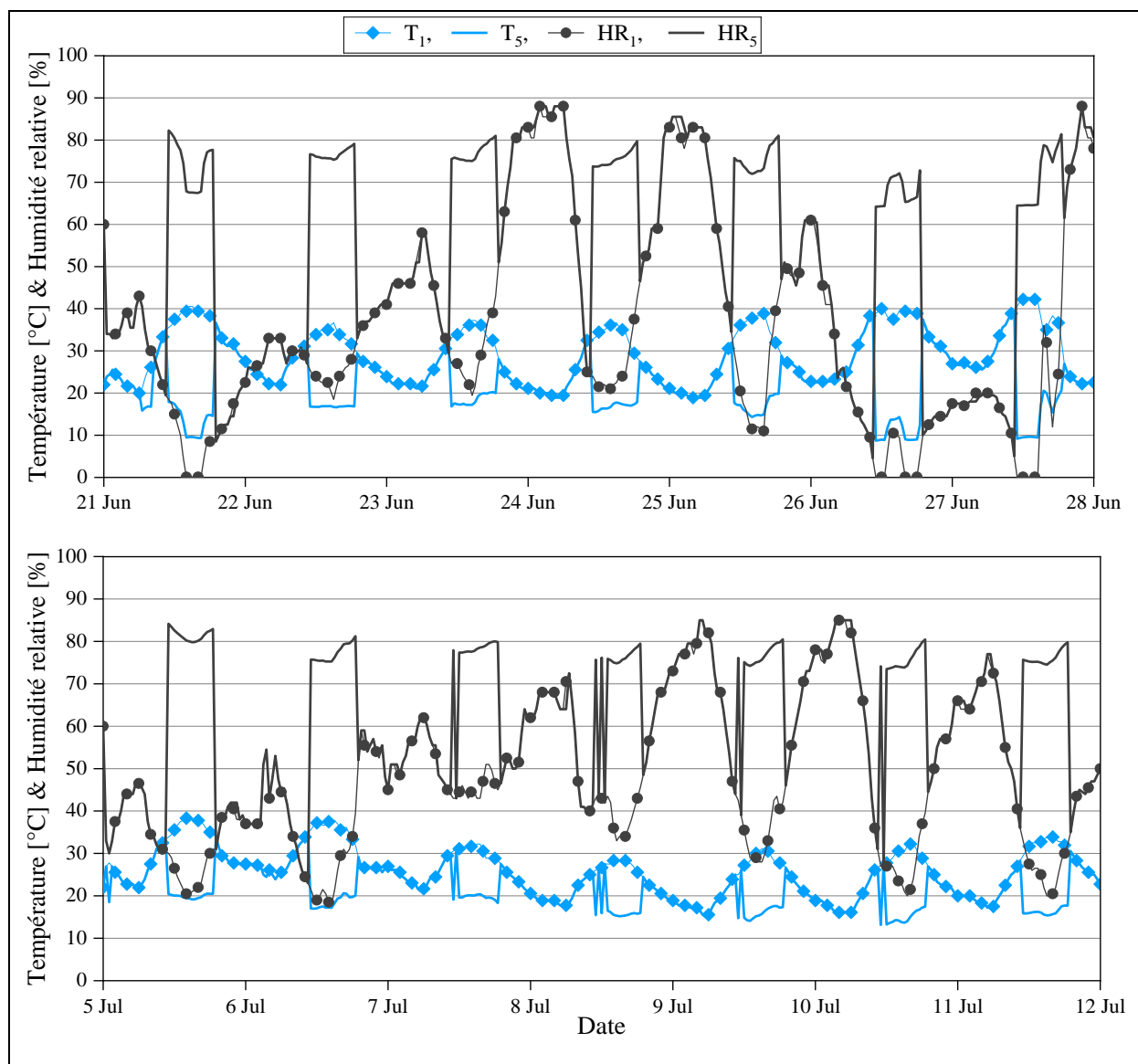
#### IV.4 Analyse des performances dans les conditions climatiques saisonnières

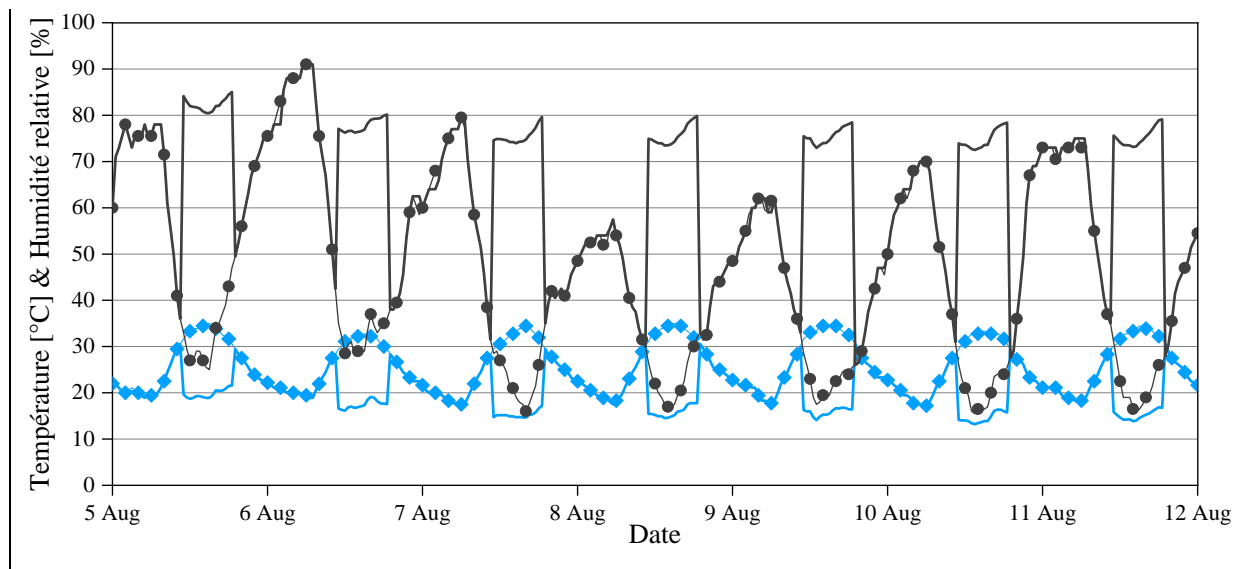
Nous allons, dans cette partie, essayer de mesurer l'impact du climat semi-aride sur les performances de l'unité de traitement d'air par dessiccation. Comme précédemment, nous nous baserons sur les caractéristiques de la centrale de La Rochelle (capteurs solaires, volume de stockage, charges du bâtiment et les efficacités de la RD et des humidificateurs) pour simuler le système global dans les conditions de la région d'Oum-El-Bouaghi. Nous analyserons ensuite les conditions de soufflage, l'efficacité des composants et les

performances globales du système. Ces paramètres nous permettront d'évaluer la capacité du système à réaliser des conditions de confort suffisantes dans le bâtiment et à aider à la prise de décision quant à la réalisation effective d'une installation dans la région étudiée.

#### IV.4.1 Impact des conditions climatiques et d'ensoleillement sur les conditions de soufflage

Nous avons effectué de nombreuses simulations du système pour différentes conditions climatiques ( $T_1, HR_1$ ) et du potentiel solaire ( $G_i$ ) afin de faire apparaître d'une façon réaliste leur influence mutuelles des sur les conditions de soufflage de l'air ( $T_5, HR_5$ ). Pour ce faire, Nous avons choisi trois semaines représentatives : Une semaine du mois de juin dont la température est plus élevée et l'humidité la plus faible, une semaine du mois de juillet dont la température est plus faible et l'humidité plus élevée et une semaine d'août, intermédiaire entre les deux précédentes.





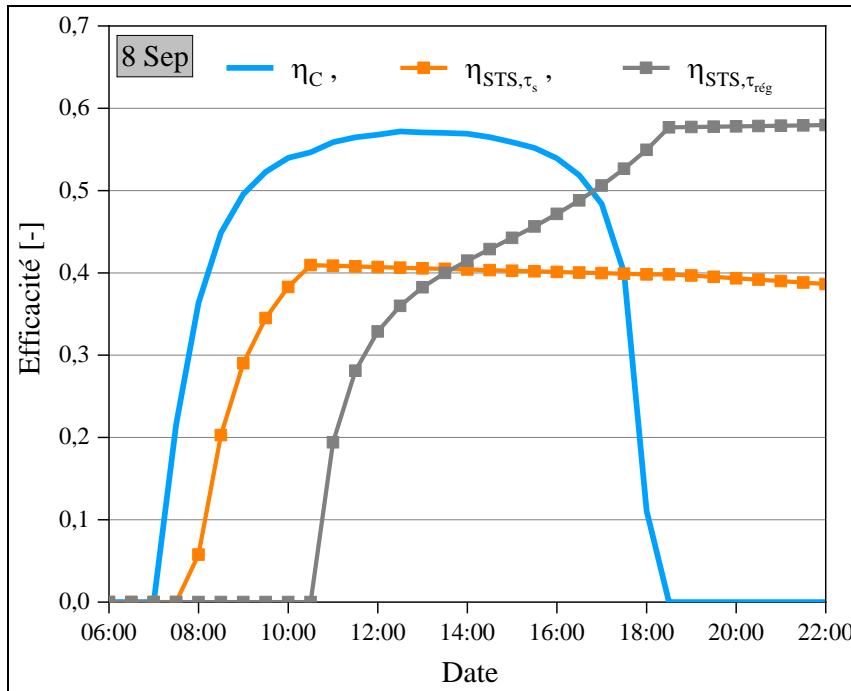
**Figure IV.8 :** Conditions de soufflage de l'air en climat semi-aride

Les résultats montrent que l'intensité du rayonnement solaire (fig IV.4) est quasi-constante au cours des trois semaines témoins. Le choix d'un l'angle d'inclinaison de  $20^\circ$  des capteurs (voir chapitre 2) a beaucoup contribué à maintenir ce niveau stable de rayonnement. Nous pouvons donc écarter ce facteur des éléments restants. Pour l'humidité de l'air (fig IV.8), on peut distinguer clairement qu'elle joue un rôle majeur dans la variation des conditions de soufflage. En effet, et malgré des températures relativement élevées ( $T_1=36\sim 43^\circ\text{C}$ ) lors du premier et du dernier jour (juin) la température de soufflage réalisée est la plus basse par rapport à la semaine de juillet, où l'air traité est moins chaud ( $T_1=28\sim 36^\circ\text{C}$ ) et où la température de soufflage ne baisse pas au niveau de la semaine de juin ( $T_5\approx 10^\circ\text{C}$ ). Ceci est dû principalement aux niveaux élevés de  $HR_1$ . Pour les températures de soufflage, elles sont très satisfaisantes tous les jours de simulations, avec une moyenne de  $17^\circ\text{C}$ . Cependant le taux d'humidité reste relativement élevé ( $HR_5=75\sim 80\%$ ) ce qui est le propre de cette technologie. Pour les bâtiments à faible dégagement de vapeur d'eau, cette solution de rafraîchissement de l'air reste valable contrairement aux locaux à forts apports en humidité.

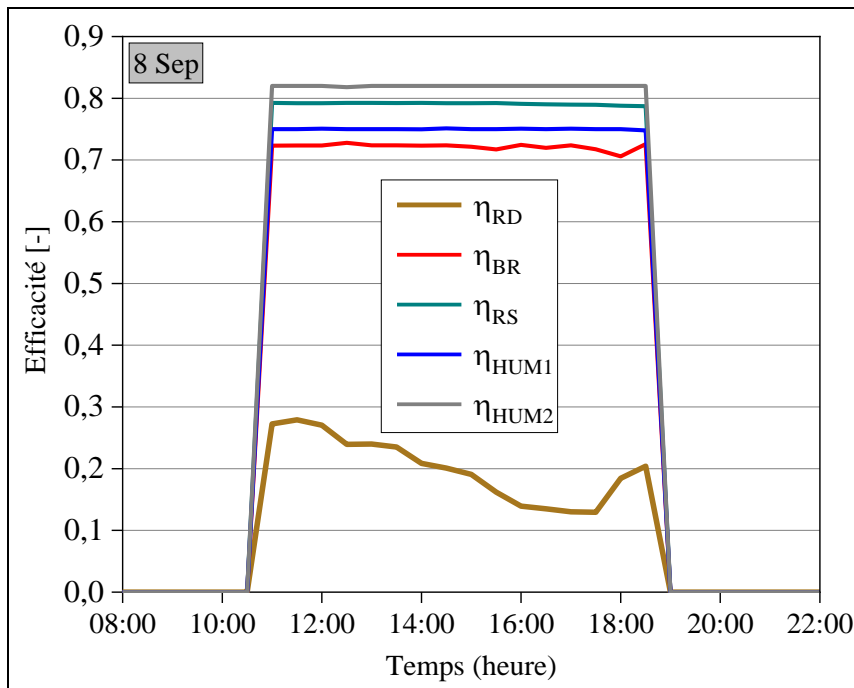
#### IV.4.2 Efficacité énergétique des composants du système

L'efficacité énergétique des sous-systèmes influe directement sur les performances du système global. Il est donc nécessaire de vérifier les performances des composants du système SDCS afin d'identifier et de localiser d'éventuelles faiblesses et d'envisager de possibles améliorations. Pour ce faire, nous avons choisi le mois de septembre comme période de référence, car ses conditions climatiques sont plus représentatives du climat semi-aride ( $37^\circ\text{C}$ ,  $5\text{g}/\text{kg}_{\text{as}}$ ).

Nous présentons ci-dessous les résultats des calculs des efficacités de : système solaire thermique pendant la période de stockage ( $\eta_{STS,ts}$ ) (éq III.16) , système solaire thermique pendant la période de régénération ( $\eta_{STS, \tau_{rég}}$ ) (éq III.17), capteurs solaires ( $\eta_C$ ), roue dessiccante ( $\eta_{RD}$ ), roue sensible ( $\eta_{RS}$ ) et humidificateurs ( $\eta_{HUM1}$ ) et ( $\eta_{HUM2}$ ) (tab III.3), pendant deux jours de septembre, choisis car leurs conditions climatiques sont plus proches des conditions saisonnières semi-arides.



(a) : STS



(b) : DCS

Figure IV.9 : Comparatif des efficacités des composants du système SDCS.

La figure IV.9(a) illustre l'efficacité de stockage du système solaire au cours de la période de stockage. Celle-ci est relativement faible ( $\eta_{\text{STS,ts}} < 0.5$ ) et décroît graduellement à cause de la déperdition thermique du ballon. Pendant la période de régénération, l'efficacité atteint  $\eta_{\text{STS,trég}} \approx 0.58$ , en raison de l'optimisation de la gestion de l'énergie solaire stockée. L'efficacité des capteurs solaires est de 0.6, ce qui correspond à la valeur habituelle pour ce type de capteur (sous vide). On peut donc estimer qu'en moyenne, environ la moitié de l'énergie solaire incidente est transformée en énergie utile pour la régénération par le STS.

Les composants du DCS présentent des efficacités globalement satisfaisantes (fig IV.9(b)). Toutefois, l'efficacité de la RD demeure assez faible ( $\eta_{\text{RD}} < 0.3$ ), bien qu'elle soit l'élément principal du système et que son efficacité influe énormément sur celle de l'ensemble. Il convient donc de rechercher des solutions adaptées pour l'améliorer ultérieurement.

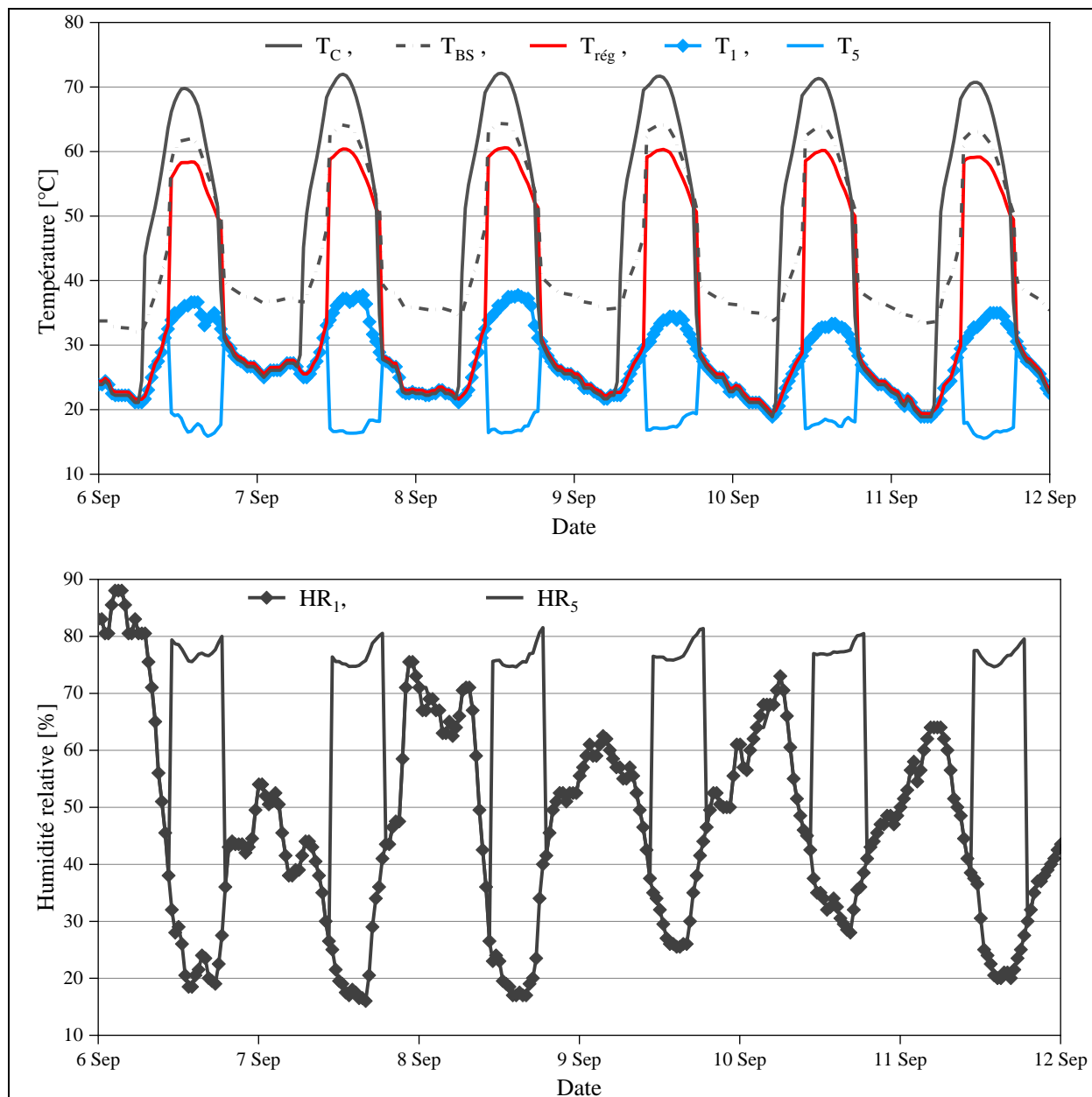
#### IV.4.3 Performance du SDCS

On arrive à l'objectif principal de notre étude, qui est d'analyser l'influence des conditions climatiques semi-arides sur les performances du SDCS. Elle doit servir à évaluer l'efficacité du système et à identifier ses points forts et ses faiblesses. Elle permettra éventuellement de proposer des solutions d'amélioration et d'optimisation du système en fonction des objectifs et des contraintes du projet.

Le coefficient de performance (COP) constitue une grandeur importante d'évaluation énergétique de l'ensemble du SDCS et permet la comparaison avec d'autres systèmes de traitement de l'air. Pour son calcul, nous avons choisi une semaine du mois de septembre dont les données climatiques sont plus représentatives des conditions semi-arides. Le premier jour de la semaine est sensé ne servir qu'à la captation de l'énergie solaire et à son stockage (voir sections précédentes).

Tout d'abord, nous nous intéressons aux températures dans le système solaire et aux exigences de régénération réalisables, et donc aux conditions de soufflage attendues (température et humidité). Ensuite, nous analysons les valeurs de performance obtenues à travers les évolutions énergétiques du système. Enfin, nous discuterons des limites et des perspectives à donner de notre étude. Pour cela, nous avons calculé plusieurs coefficients thermiques (th) et totaux (T), respectivement :  $\text{COP}_{\text{th,STS}}$  et  $\text{COP}_{\text{T,STS}}$  pour le système solaire thermique (éq III.18 et III.19),  $\text{COP}_{\text{th,DCS}}$  et  $\text{COP}_{\text{T,DCS}}$  pour le système de refroidissement par dessiccation (éq III.20 et III.21) et  $\text{COP}_{\text{th,SDCS}}$  et  $\text{COP}_{\text{T,SDCS}}$  pour le système global (éq III.22 et

III.23). Nous avons également déterminé le coefficient de performance électrique du système global  $COP_{elc,SDCS}$  (éq III.24).



**Figure IV.10** : Conditions de régénération et de soufflage dans le SDCS pour le site d'Oum-El-Bouaghi.

Les résultats trouvés (fig IV.10) montrent que l'énergie solaire captée ( $G_i$ ) a fait monter la température du fluide caloporteur à une température supérieure  $70^\circ\text{C}$ . Cela a permis, à son tour, d'obtenir une température moyenne de l'eau chaude stockée  $T_{BS} \approx 65^\circ\text{C}$  selon un profil quotidien régulier et répété. Ces conditions ont aidé à alimenter le DCS avec suffisamment de chaleur pour fournir une température de régénération entre  $50$  et  $60^\circ\text{C}$  tous les jours de la simulation. Ainsi, le DCS a pu rafraîchir l'air de  $T_1 = 35\sim 41^\circ\text{C}$  à  $T_5 = 16\sim 18^\circ\text{C}$ , avec une  $HR_5$  de  $75$  à  $80\%$ .

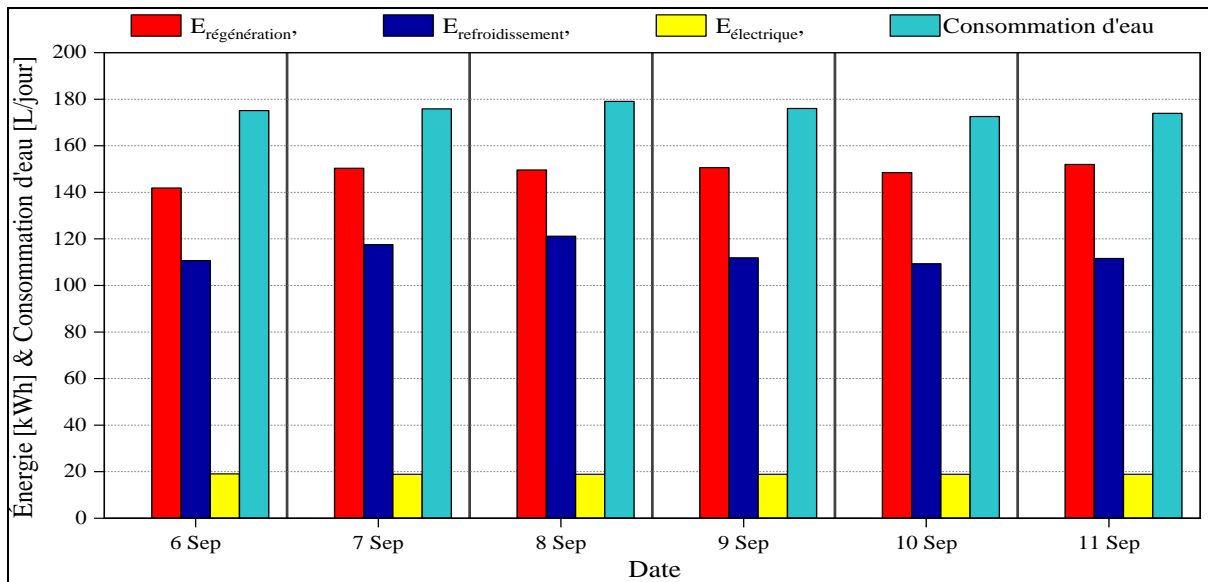


Figure IV.11 : Évolution des énergies et de la consommation d'eau dans le SDCS

En termes d'énergie (fig IV.11), on constate que l'énergie journalière captée pour le mois de septembre est inférieure à celle du mois de juin (fig IV.4), et qu'elle décroît régulièrement au fil des jours. Il en est de même pour l'énergie de régénération, qui est inférieure à 150 kWh, ce qui ne devrait pas être suffisant pour 8 heures ( $Q_{\text{rég}} < 20 \text{ kW}$ ), mais comme  $T_{\text{rég}}$  demeure acceptable (fig IV.10), on peut maintenir la même durée de régénération. Quant à l'énergie de refroidissement, elle est de 113 kWh, ce qui équivaut à une capacité de 14 kW. Pour parvenir à cette capacité, 175 litres d'eau ont été consommés dans les humidificateurs, avec un débit de 11 litres/h par humidificateur. L'énergie électrique consommée quotidiennement par la SDCS s'élève à 18.9 kWh.

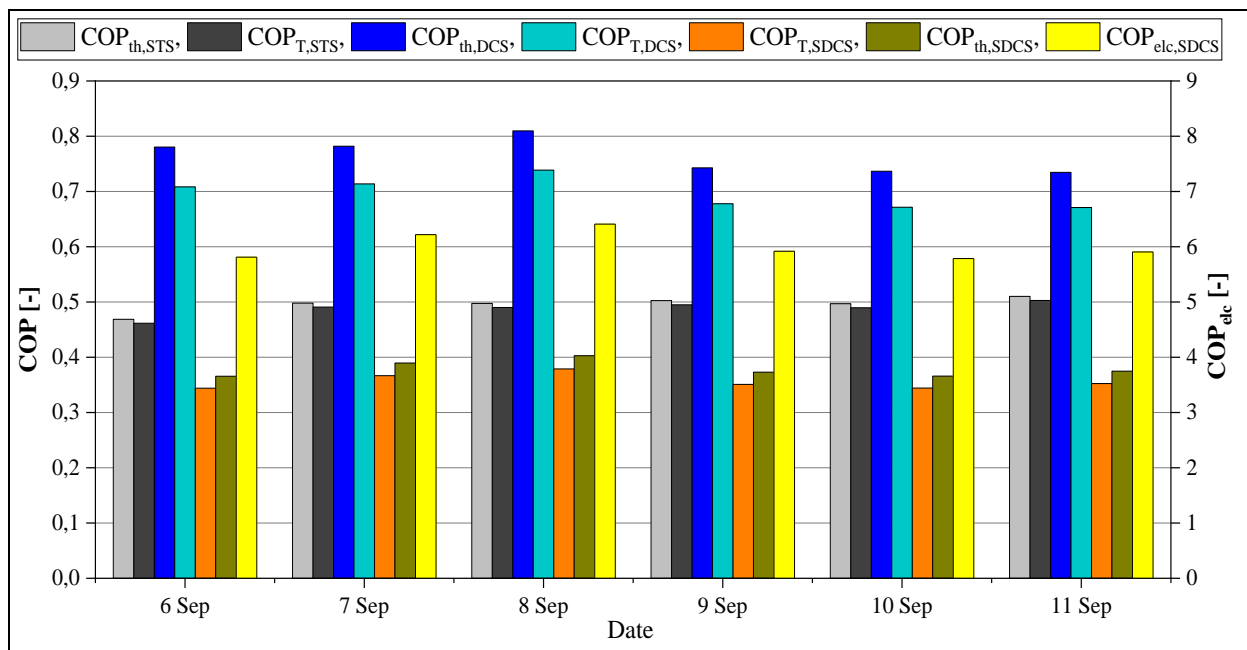


Figure IV.12 : Coefficients de performances du SDCS et de ses sous-systèmes - Site d'Oum El-Bouaghi -

Ces résultats peuvent être récapitulés par le calcul des coefficients de performance COP (fig IV.12).  $COP_{th,STS}$  atteint environ 0,46 le premier jour, puis se stabilise à 0,5 les jours suivants. Ceci confirme l'efficacité de la méthode de gestion de l'énergie stockée utilisée. L'énergie électrique consommée par les pompes est quasiment négligeable par rapport à l'énergie de régénération. Ceci explique la convergence du  $COP_{T,STS}$  et  $COP_{th,STS}$ .

Le  $COP_{th,DCS}$  arrive à une valeur de 0.75 supérieure au  $COP_{T,DCS}$  (0,68). Cette différence s'explique par l'énergie électrique consommée par les ventilateurs et les humidificateurs. On observe également de meilleures performances dans les trois premiers jours que dans les trois derniers. Deux facteurs principaux peuvent influencer ce résultat : les conditions de régénération et les conditions climatiques. Le premier facteur n'est pas déterminant, puisque l'énergie de régénération est stable dans la plupart des jours (fig IV.11). Le deuxième facteur est lié à la température et à l'humidité relative de l'air à traiter. D'après la figure IV.10, la température de l'air est plus basse dans les derniers jours, ce qui est a priori favorable. En revanche, l'humidité relative est plus élevée et constitue donc la principale cause de la baisse de performances dans les trois jours derniers de la simulation.

La valeur moyenne du  $COP_{th,SDCS}$  global est de 0.36, ce qui est assez faible. Cela s'explique par la grande différence entre l'énergie solaire captée ( $E_{captée} = 300$  kWh) et l'énergie de refroidissement produite ( $E_{ref} = 110$  kWh) (fig IV.11). Cependant, cette valeur est supérieure à celle du site de La Rochelle. En comparant l'énergie de refroidissement par  $m^2$  de capteurs pour les journées étudiées, on obtient 2,75 kWh pour le site d'Oum-El-Bouaghi et 1,32 kWh pour La Rochelle. Par ailleurs, le  $COP_{th,DCS}$  reste dans l'ordre de grandeur de ceux rapportés dans la littérature spécialisée (tab IV.1). En outre, en considérant la "gratuité" de l'énergie solaire et en tenant compte uniquement de l'énergie électrique consommée, la performance du SDCS ( $COP_{elc,SDCS}$ ) peut dépasser 6, ce qui est un résultat intéressant, qui surpasse largement celui des systèmes de réfrigération conventionnels pour une même capacité de refroidissement.

#### IV.4.3.1 Comparaison des performances avec le site de La Rochelle

Pour comparer les résultats du site d'Oum El-Bouaghi avec ceux de La Rochelle, nous utilisons le même protocole expérimental que celui suivi par Labed [5], qui consiste à considérer les conditions saisonnières d'apport d'air d'un climat semi-aride avec une température de  $T_1 = 37$  °C et une humidité absolue de  $X_1 = 6$  g/kg<sub>as</sub>. Il a également utilisé l'équation I.7 pour calculer la capacité de refroidissement ( $Q_{ref}$ ), qui est liée à la puissance de la batterie de chauffage (simulateur de charge du bâtiment). Bien que nous ayons opté pour

une méthode différente et expliqué la raison de notre choix, nous appliquons dans un premier temps la même méthode et les mêmes paramètres des conditions extérieures et de la durée de régénération ( $\tau_{\text{rég}}$ ) pour pouvoir comparer les deux sites, puis nous gardons les conditions extérieures et changeons le  $\tau_{\text{rég}}$  que nous avons utilisé dans notre étude.

**Tableau IV.1** : Performances thermiques pour les sites d'Oum El-Bouaghi et de La Rochelle.

Site	Gi [W/m <sup>2</sup> ]	Trég [°C]	$\tau_{\text{rég}}$ [Heure]	Q <sub>rég</sub> [kW]	$\Delta X$ [g/kg <sub>as</sub> ]	Q <sub>ref</sub> [kW]	T <sub>souf</sub> [°C]	HR <sub>souf</sub> [%]	COP <sub>th,DCS</sub> [-]
La Rochelle [5]	950	50→65	4	15→28	1.7	9.2	18	80	0.32→0.59
Oum El-Bouaghi	1050	60→76	4	21→32	3.03	9.2	15	70	0.28→0.43
Oum El-Bouaghi	1050	53→64	8	16→24	1.76	9.2	16	74	0.38→0.55

On peut constater (tab IV.1) que le rayonnement solaire à Oum El-Bouaghi est ~10% supérieur à celui de La Rochelle. Dans le premier cas, où tous les paramètres sont les mêmes, l'avantage du potentiel solaire d'Oum El-Bouaghi se traduit par une température de régénération plus élevée (10 °C de plus que La Rochelle) et une capacité de régénération plus importante, et donc une efficacité de la RD plus grande. Malgré la sécheresse de l'air extérieur ( $X_1 = 6 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ), la RD a pu éliminer la moitié de son humidité ( $\Delta X > 3 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ ), ce qui a permis à l'air de se rafraîchir de 37 à 15 °C avec moins d'humidité que La Rochelle. En revanche, cela n'a pas conféré le même avantage en termes de COP<sub>th, DCS</sub>, qui est un peu inférieur à celui de La Rochelle. Dans le deuxième cas, il n'y a pas de différence significative de température et de capacité de régénération entre les deux sites, malgré la différence de durée de régénération (deux fois plus longue pour Oum El-Bouaghi). Cependant, la température de soufflage (T<sub>souf</sub> = 16°C) est encore meilleure pour Oum El-Bouaghi. Comme les conditions de régénération sont semblables entre les deux sites, cela influe forcément sur le taux de dessiccation ( $\Delta X$ ) ainsi que sur les performances.

#### IV.4.3.2 Comparaison des performances avec la littérature

On peut dire que les résultats issus de notre modèle ont montré que l'énergie solaire captée sur le site d'Oum-El-Bouaghi est suffisante pour assurer efficacement la régénération de la RD pendant une durée raisonnable de fonctionnement du SDCS. La RD a réussi à extraire de l'humidité de l'air sec du climat, ce qui a permis à la DCS de réaliser de bonnes conditions de soufflage de l'air. Cependant, une humidité de l'air plus élevée que le niveau saisonnier peut limiter l'efficacité de la RD, et, par conséquent, affecter les performances globales du système. Les performances du DCS (COP<sub>th,DCS</sub>) dans les conditions imposées de cette étude restent dans les limites de ce qu'on trouve dans les études précédentes pour ce type

de technique (tab IV.2), même si le cycle utilisé est dépourvu de couplages avec d'autres systèmes de refroidissement et toutes les sources de chaleur supplémentaires. Ceci nous conduit à dire enfin que la réalisation effective d'une centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation dans la région est tout à fait envisageable.

**Tableau IV.2** : COP obtenus sur des SDCS.

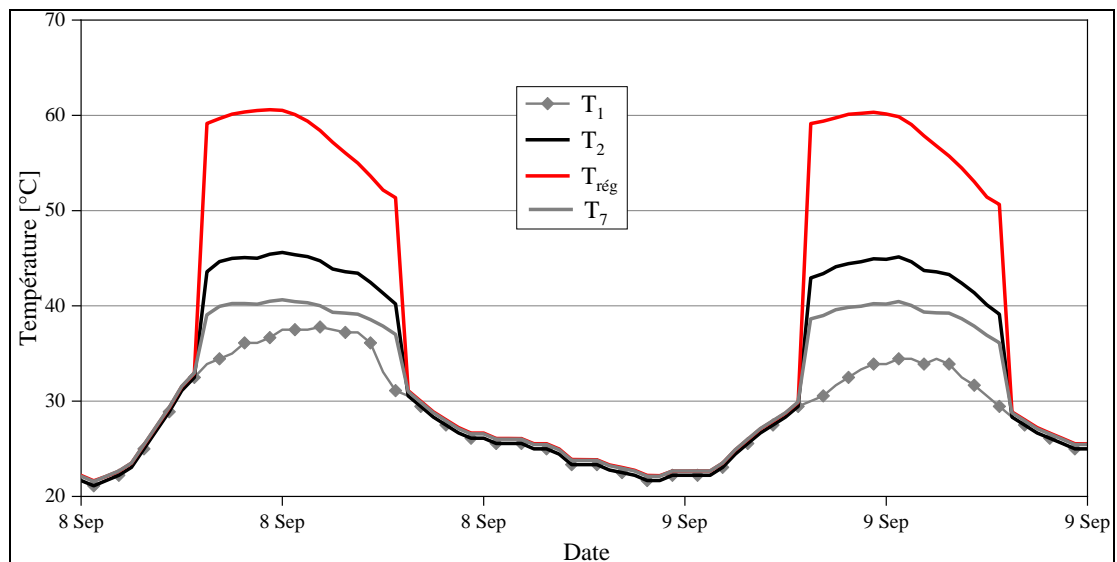
Étude	Mode	Cycle	Climat	COP <sub>th,DCS</sub>
L'étude actuelle	Simulation	Ventilation	Semi-aride	0.75
Bourdoukan et al [6]	Expérimental	Ventilation	Humide	0.45
Khaled et al [7]	Simulation	Hybride	Humide tropical	0.65
Elzahzby et al [8]	Simulation	Hybride	Chauds et humides	0.70
Jani et al [9]	Simulation	Ventilation	Chauds et humides	0.49
Baniyounes et al [10]	Expérimental	Ventilation	Subtropicale	0.83

## IV.5 Limites de l'application du SDCS (conditions climatiques semi-arides)

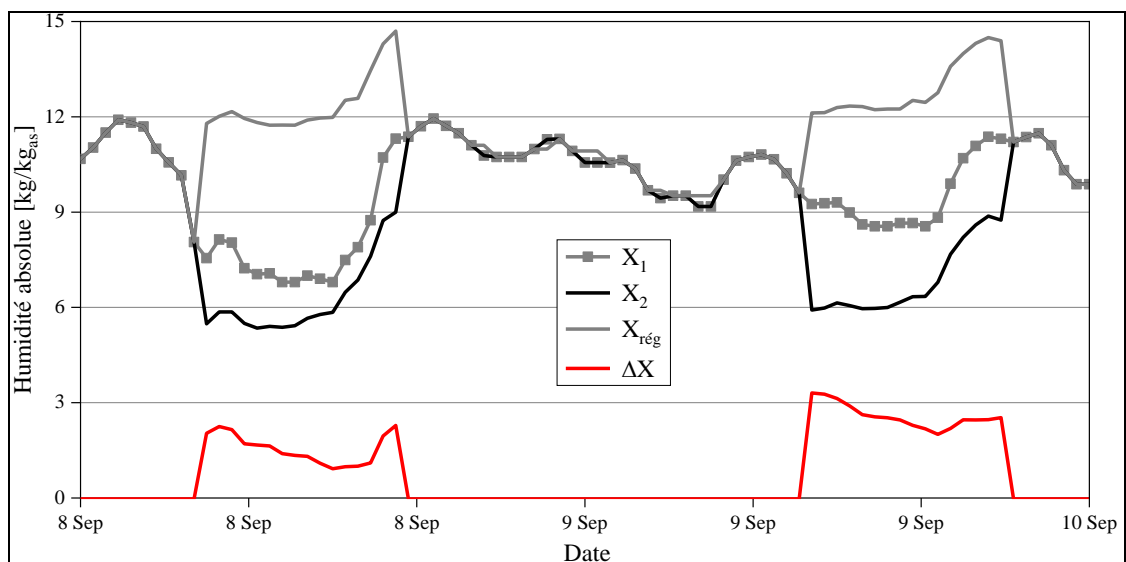
Après s'être assuré que le système SDCS est tout à fait capable de réaliser des conditions conformes dans un bâtiment situé dans la région étudiée, il serait très intéressant de fixer les limites climatiques d'applicabilité de la technique du SDCS. L'efficacité de la RD joue un rôle majeur sur la performance globale du SDCS et c'est sur elle que repose principalement l'obtention ou non des conditions optimales de soufflage de l'air. Il est donc important d'identifier les facteurs qui limitent les performances de la RD et donc le domaine d'utilisation de celle-ci pour définir pleinement la plage de fonctionnement du SDCS.

### IV.5.1 Identification des facteurs limitant les performances du système

Dans une première approche, nous allons analyser le taux de dessiccation  $\Delta X$  de la RD durant deux jours représentatifs pour faire le point sur les conditions de fonctionnement réelles du système ( $T_1, X_1$  et  $T_{\text{rég}}, X_{\text{rég}}$ ). La température de l'air  $T_{\text{BR},e}$  à l'entrée de la batterie de régénération (BR) est aussi prise en compte. Figure IV.13(a) : On peut remarquer que la température  $T_2$  à la sortie de la RD est quasiment la même dans les 2 cas ( $T_2 \approx 45^\circ\text{C}$ ) malgré que la  $T_1$  maximale est différente ( $37.5$  et  $34.5^\circ\text{C}$ ). A priori donc, on peut dire que  $T_1$  n'influence pas significativement le fonctionnement de la RD.



(a) : Température



(b) : Humidité

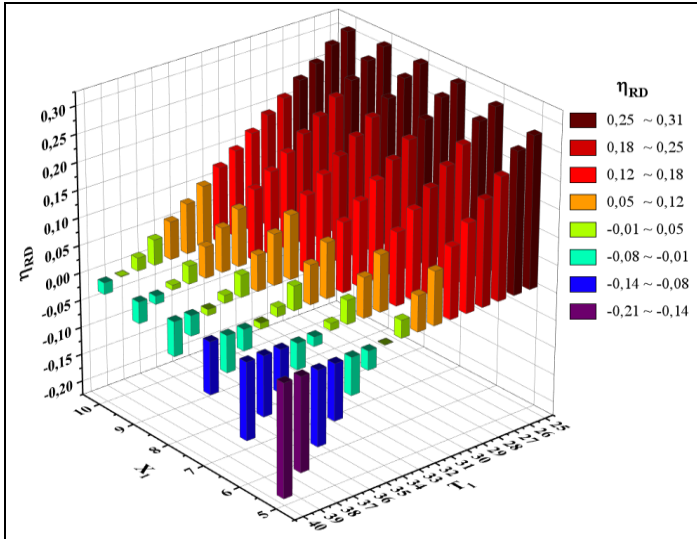
**Figure IV.13** : Conditions de fonctionnement de la RD durant 2 jours du mois de septembre.

D'autre part (fig IV.13(b)), pour les mêmes températures  $T_1$ , et pour des  $X_1$  différents (6.9 et 8.7 g/kg<sub>as</sub>),  $X_{\text{rég}}$  reste constant car soumis à des ajustements par des humidificateurs, alors  $X_2$  est à 5.6 et 6.3 g/kg<sub>as</sub>, soit un taux de dessiccation de  $\Delta X$  de 1.3 et 2.4 g/kg<sub>as</sub>. On peut percevoir que  $X_1$  influence directement l'efficacité du RD.

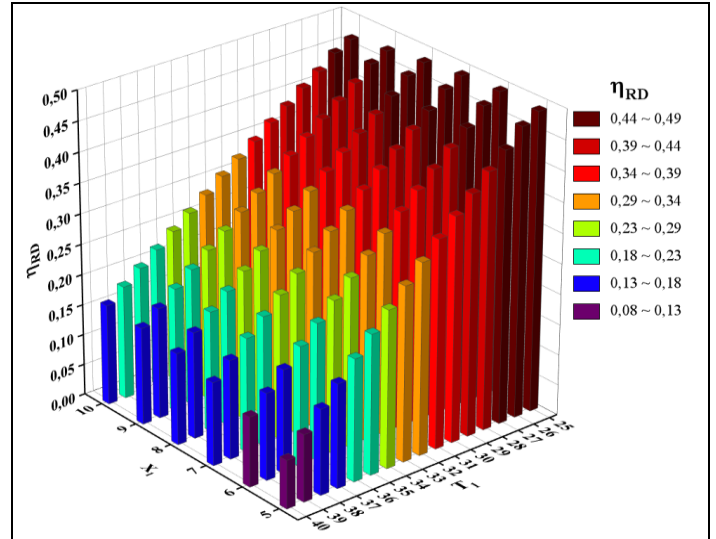
#### IV.5.1.1 Conditions de fonctionnement

Grâce à notre modèle de DCS, nous allons à présent soumettre la RD à une gamme de conditions ( $T_1, X_1$  et  $T_{\text{rég}}, X_{\text{rég}}$ ) pour fixer les exigences de son fonctionnement. Étant donné que la RS est un échangeur thermique, l'humidité absolue de l'air y reste constante ( $X_{\text{rég}} = X_{\text{BR,e}}$ ). Ainsi, dans un DCS basé sur le cycle de ventilation, le paramètre  $X_{\text{rég}}$  ne peut pas être

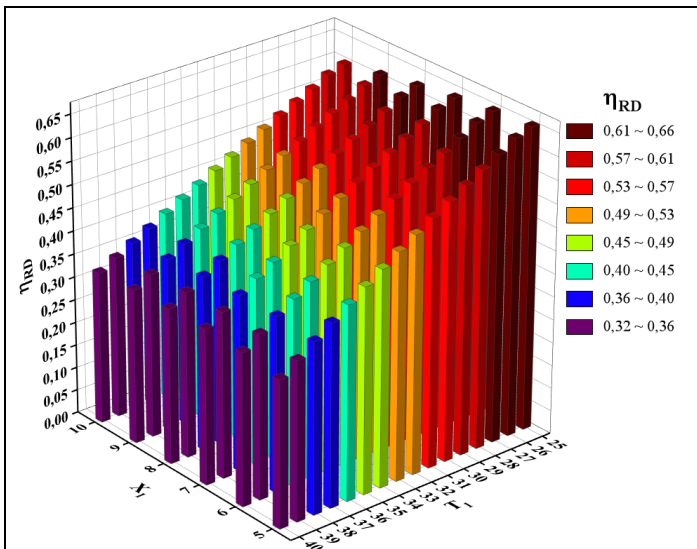
contrôlé indépendamment, car il n'est pas soumis à des échanges en dehors du DCS. Par conséquent, pour étudier son effet, nous utiliserons uniquement le modèle RD, qui sera abordé ultérieurement. Pour obtenir des résultats complets, nous allons balayer la gamme de conditions semi-arides de températures et d'humidité, soit  $T_1 \in [25 \sim 40^\circ\text{C}]$  et  $X_1 \in [5 \sim 10 \text{g/kg}_{\text{as}}]$ . Pour  $T_{\text{rég}}$ , on utilisera quatre valeurs  $[50 \sim 80^\circ\text{C}]$ .



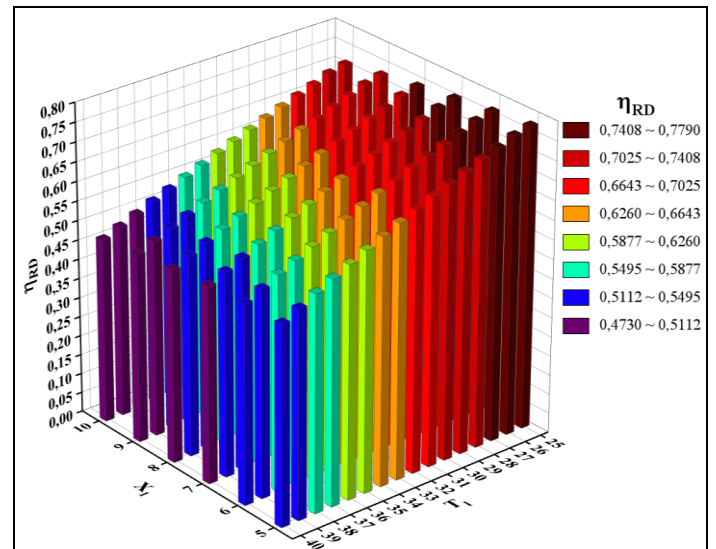
(a)  $T_{\text{rég}} = 50^\circ\text{C}$ .



(b)  $T_{\text{rég}} = 60^\circ\text{C}$ .



(c)  $T_{\text{rég}} = 70^\circ\text{C}$ .



(d)  $T_{\text{rég}} = 80^\circ\text{C}$ .

**Figure IV.14 :** Effets de  $T_1$ ,  $X_1$  et  $T_{\text{rég}}$  sur l'efficacité  $\eta_{\text{RD}}$  de la RD dans les conditions semi-arides.

On constate que (fig. IV.14 (a)), l'efficacité de la RD ( $\eta_{\text{RD}}$ ) est généralement médiocre et atteint son maximum pour des valeurs basses de  $T_1$  et pour des valeurs de  $X_1$  comprises entre 8 et 15  $\text{g/kg}_{\text{as}}$ . La RD n'est pas suffisamment régénérée et ne peut donc pas absorber beaucoup

d'humidité de l'air extérieur.  $\eta_{RD}$  peut même devenir négative pour certaines combinaisons de  $T_1$  et  $X_1$ , ce qui signifie que la RD humidifie l'air au lieu de le déshumidifier. Pour ce cas de figure, la RD n'est pas adaptée aux conditions semi-arides mais préférablement aux conditions humides.

Pour  $T_{rég}=60^\circ\text{C}$  (fig. IV.14 (b)), il n'y a pas de contrainte sur les conditions semi-arides, mais malgré son progrès,  $\eta_{RD}$  reste faible et peut être améliorée pour des valeurs basses de  $T_1$ . Pour des  $T_{rég}>60^\circ\text{C}$  (fig. IV.14 (c, d)), l'amélioration de  $\eta_{RD}$  se poursuit lorsque la  $T_{rég}$  augmente  $\eta_{RD}\in[0.32\sim 0.78]$  pour les conditions semi-arides.

En résumé, et d'une façon générale, nous pouvons dire que ces constatations constituent une restriction à ceux faits au début de la section. En effet, on peut dire que :

- ✓  $T_1$  a un effet positif sur  $\eta_{RD}$  spécialement pour des  $X_1$  faibles mais cet effet est moins important lorsque  $T_{rég}$  augmente.
- ✓ Pour  $T_{rég}$  faible,  $\eta_{RD}$  est meilleure pour des valeurs élevées de  $X_1$ , et inversement pour une  $T_{rég}$  élevé.

#### IV.5.1.2 Humidité dans le flux de régénération

Nous allons maintenant examiner l'effet du paramètre résiduel qui est l'humidité absolue dans l'air de régénération ( $X_{rég}$ ). On utilise encore le modèle RD avec des conditions semi-arides fixes à ( $37^\circ\text{C}$ ,  $5\text{g}/\text{kg}_{as}$ ).

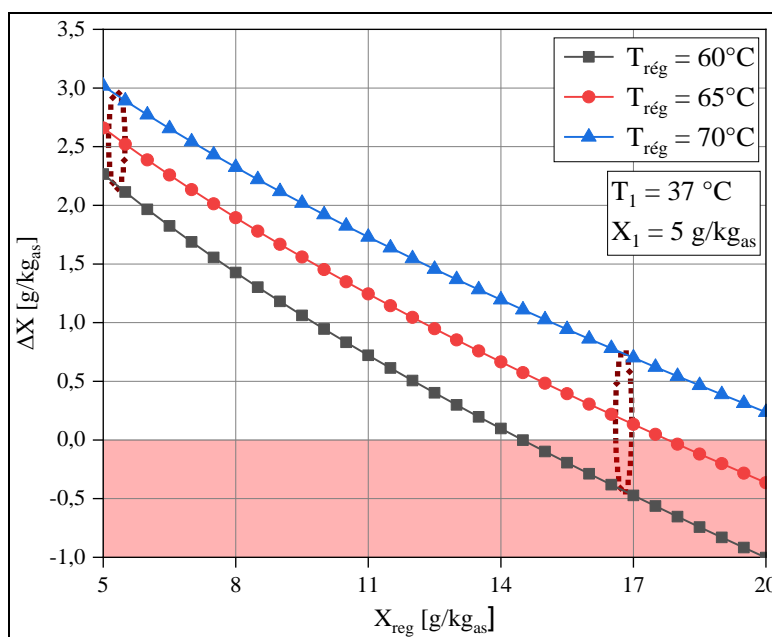


Figure IV.15 : Effet de l'humidité dans le flux de régénération sur le taux de dessiccation  $\Delta X$ .

La figure IV.15 montre que dans tous les cas,  $\Delta X$  est maximal quand  $X_{rég}=X_1$  et qu'il

décroît avec l'augmentation de  $X_{\text{rég}}$  jusqu'à atteindre zéro pour  $X_{\text{rég}} > 15 \text{ g/kg}$  à  $T_{\text{rég}} = 60^\circ\text{C}$ . De plus,  $\Delta X$  est pratiquement proportionnel à  $T_{\text{rég}}$ , L'effet de  $T_{\text{rég}}$  est limité pour les faibles valeurs de  $X_{\text{rég}}$  mais s'intensifie avec l'augmentation de  $X_{\text{rég}}$ . Ainsi, plus l'air de régénération est sec, plus il permet à la RD de se régénérer avec une  $T_{\text{rég}}$  moindre. Avec notre procédure de simulation, on arrive à une conclusion logique : la RD est meilleure lorsque l'air de régénération est à la fois chaud et sec.

Pour conclure cette section, nous avons montré que le potentiel solaire du site étudié ne suffit pas à garantir une régénération optimale pour le bon fonctionnement de la RD. En effet, la régénération dépend étroitement des caractéristiques de l'air à traiter. Nous avons constaté que l'installation ne peut pas fonctionner dans les conditions suivantes :  $T_1 > 33^\circ\text{C}$ ,  $X_1 < 5 \text{ g/kg}_{\text{as}}$  et  $X_{\text{rég}} > 15 \text{ g/kg}_{\text{as}}$ , en considérant une température de régénération moyenne de  $60^\circ\text{C}$ . Ces situations limitent la performance et l'applicabilité du SDCS basé sur le cycle de ventilation dans un climat semi-aride. Afin de surmonter ces contraintes, il est nécessaire d'explorer des solutions adaptées

#### IV.5.2 Propositions de solutions

Après analyse des résultats trouvés et une profonde réflexion sur les systèmes de "desiccant cooling" existants ou en cours de développement (chapitre I), il nous est apparu qu'on peut explorer trois pistes possibles pour élargir les limites d'applicabilité du système. La première proposition consiste à réduire considérablement la température de l'air avant son traitement. On peut y parvenir en utilisant, par exemple, un système de refroidissement à compression de vapeur ou un humidificateur indirect, ou encore en ayant recours à un sous-système composé d'un humidificateur direct associé à une roue sensible qui ne traite que les charges sensibles de l'air traité. Cette solution paraît inenvisageable puisqu'elle est trop compliquée et lourde. Autrement dit, autant utiliser une centrale de traitement d'air conventionnelle. La deuxième piste consiste à augmenter la température de régénération ce implique l'accroissement la surface des capteurs solaires ou l'utilisation d'une source énergétique conventionnelle. Ces deux solutions ont pour inconvénient d'augmenter, à la fois, la consommation d'énergie, le volume d'eau utilisé et le coût de l'installation.

La dernière solution consiste à apporter des améliorations au cycle de ventilation afin de réduire l'impact de l'humidité élevée de l'air de régénération. À cette fin, nous proposons de substituer l'air provenant du bâtiment, chargé en humidité, par de l'air extérieur chaud et sec, caractéristique du climat semi-aride, à l'entrée de la batterie de régénération. Cela permettrait de fournir de l'air chaud et sec avant le processus de régénération (fig IV.16). L'air à l'entrée

de la batterie de régénération ( $T_{BR,e}$ ,  $X_{rég}$ ) est à la fois chaud et humide, ce qui n'est pas en accord avec notre analyse. En revanche, nous constatons que les caractéristiques de l'air ( $T_1$ ,  $X_1$ ) sont parfaitement adaptées. En comparant  $T_1$  et  $T_{BR,e}$  (fig IV.13(a)), nous remarquons qu'il n'y a pas de grande différence entre eux, en particulier pendant les journées chaudes. Par contre, une différence notable existe entre  $X_1$  et  $X_{rég}$  (fig IV.13(b)), avec une humidité élevée dans ce dernier en raison de l'usage des humidificateurs. Une simulation de l'installation améliorée dans les conditions semi-arides permettra d'évaluer l'impact réel de cette proposition sur le rendement global du SDCS.

## IV.6 Simulation du cycle de ventilation améliorée

Nous avons apporté quelques modifications à notre modèle de simulation du SDCS pour l'adapter à l'installation améliorée. Elles comprennent la déviation du flux d'air sortant de la RS vers l'extérieur ainsi que l'ajout d'un troisième ventilateur dont le rôle est d'insuffler l'air extérieur à l'entrée de la BR avec le même débit d'air à traiter (fig. IV.16). Il est à noter que nous adopterons la même numérotation ( $T_{1 \rightarrow 21}$ ,  $X_{1 \rightarrow 12}$ ) pour les conditions dans nos résultats ultérieurs, afin de faciliter la compréhension.

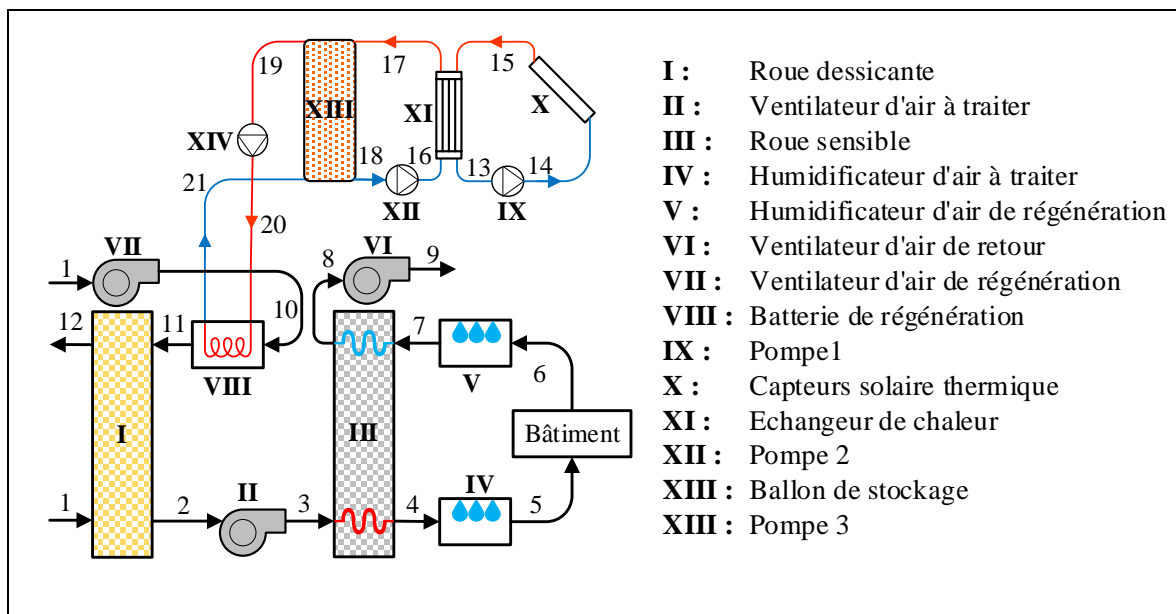


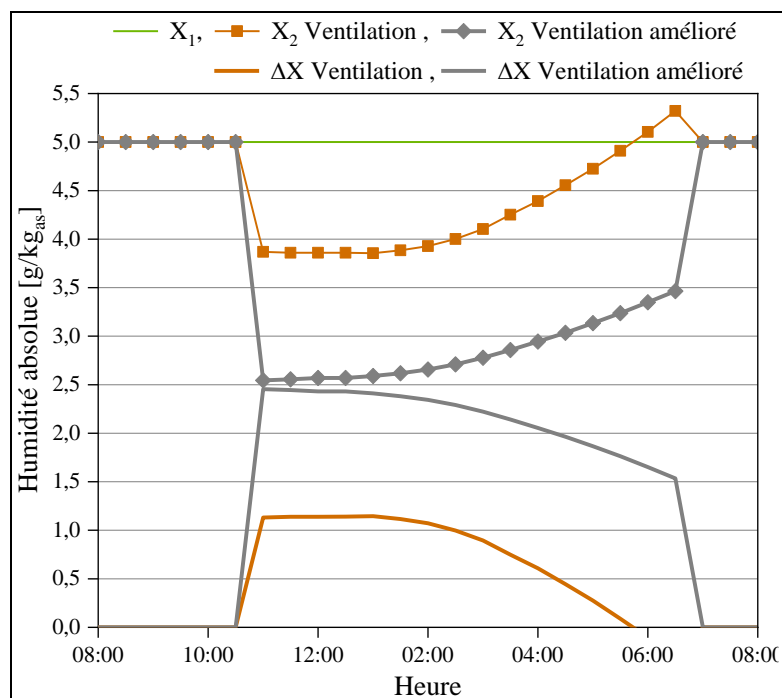
Figure IV.16 : Schéma du cycle de ventilation amélioré proposé.

### IV.6.1 Performance du cycle de ventilation amélioré pour des conditions semi-arides

#### IV.6.1.1 Performance en conditions climatiques saisonnières constantes

Avant de procéder aux tests de cycle, il est nécessaire de le comparer au cycle de

ventilation. À cette fin, nous avons choisi d'adopter les mêmes conditions climatiques avec des valeurs saisonnières :  $T_1=37^\circ\text{C}$ ,  $X_1=5\text{g/kg}_{\text{as}}$ , tout en maintenant la captation et le stockage dynamique de l'énergie solaire. Pour avoir une idée sur les performances du système amélioré, nous avons effectué une comparaison avec les résultats précédents pour la journée type du 18 juillet. Les paramètres retenus pour l'évaluation sont principalement : l'efficacité de la RD, les conditions de soufflage d'air, l'énergie de régénération fournie par le système solaire et l'énergie de refroidissement produite par chaque cycle. Les performances globales des systèmes et de ses sous-systèmes sont par la suite confrontées. Les résultats détaillés de ces analyses sont dans la figure IV.17 et les tableaux IV.3 et IV.4.



**Figure IV.17 :** Comparaison des taux de dissociation entre le cycle conventionnel et le cycle amélioré.

**Tableau IV.3 :** Comparatif des résultats entre le cycle conventionnel et amélioré. Journée du 18 juillet.

Cycle	$\Delta X$ [g/kg <sub>as</sub> ]	$\eta_{RD}$ [-]	$T_5$ [°C]	$HR_5$ [%]	$E_{\text{rég}}$ [kWh]	$E_{\text{ref}}$ [kWh]
Ventilation	0.0→1.1	0→0.22	14.3→15.3	72→76	169.3	129.8
Ventilation amélioré	1.5→2.4	0.30→0.49	12.9→13.4	68→71	172.6	164.7

Les résultats (fig IV.17 et tab IV.3), montrent clairement que le cycle amélioré offre un taux de dessiccation  $\Delta X$  plus élevé et donc une meilleure efficacité de la RD. Les faibles valeurs du  $\Delta X$  et de l'efficacité de la RD dans le cycle normal indiquent qu'elle ne peut pas éliminer l'humidité faute d'énergie suffisante surtout en fin de la période de régénération ( $\Delta X \leq 0$ ). En revanche, dans le cycle amélioré, le séchage a été réalisé de manière satisfaisante

tout au long de la période de fonctionnement. Malgré la faible humidité de l'air ( $5\text{g/kg}_{\text{as}}$ ), la RD a réussi à réduire l'humidité de l'air jusqu'à  $2,4\text{g/kg}_{\text{as}}$  qui est très appréciable.

En termes de conditions de soufflage de l'air (point 5), elles sont largement en faveur du cycle amélioré. L'installation est capable d'abaisser la température de l'air de  $37^{\circ}\text{C}$  à  $13^{\circ}\text{C}$ , mais avec une humidité relative assez élevée, ce qui peut nuire aux conditions de confort. On pense qu'il est toujours possible d'offrir des conditions de confort optimales en contrôlant simultanément la température et l'humidité de l'air.

En termes d'énergie, bien que la quantité d'énergie consommée pour la régénération soit comparable dans les deux cycles, l'énergie de refroidissement produite varie considérablement. Il ressort que le cycle amélioré est capable de produire une capacité de refroidissement de l'air extérieur de  $20,5\text{ kW}$ .

**Tableau IV.4 :** Comparatif des performances des deux cycles

Cycle	$\text{COP}_{\text{th,STS}}$	$\text{COP}_{\text{T,STS}}$	$\text{COP}_{\text{th,DCS}}$	$\text{COP}_{\text{T,DCS}}$	$\text{COP}_{\text{th,SDCS}}$	$\text{COP}_{\text{T,SDCS}}$
Ventilation	0.51	0.50	0.76	0.70	0.39	0.37
Ventilation amélioré	0.52	0.51	0.95	0.88	0.49	0.47

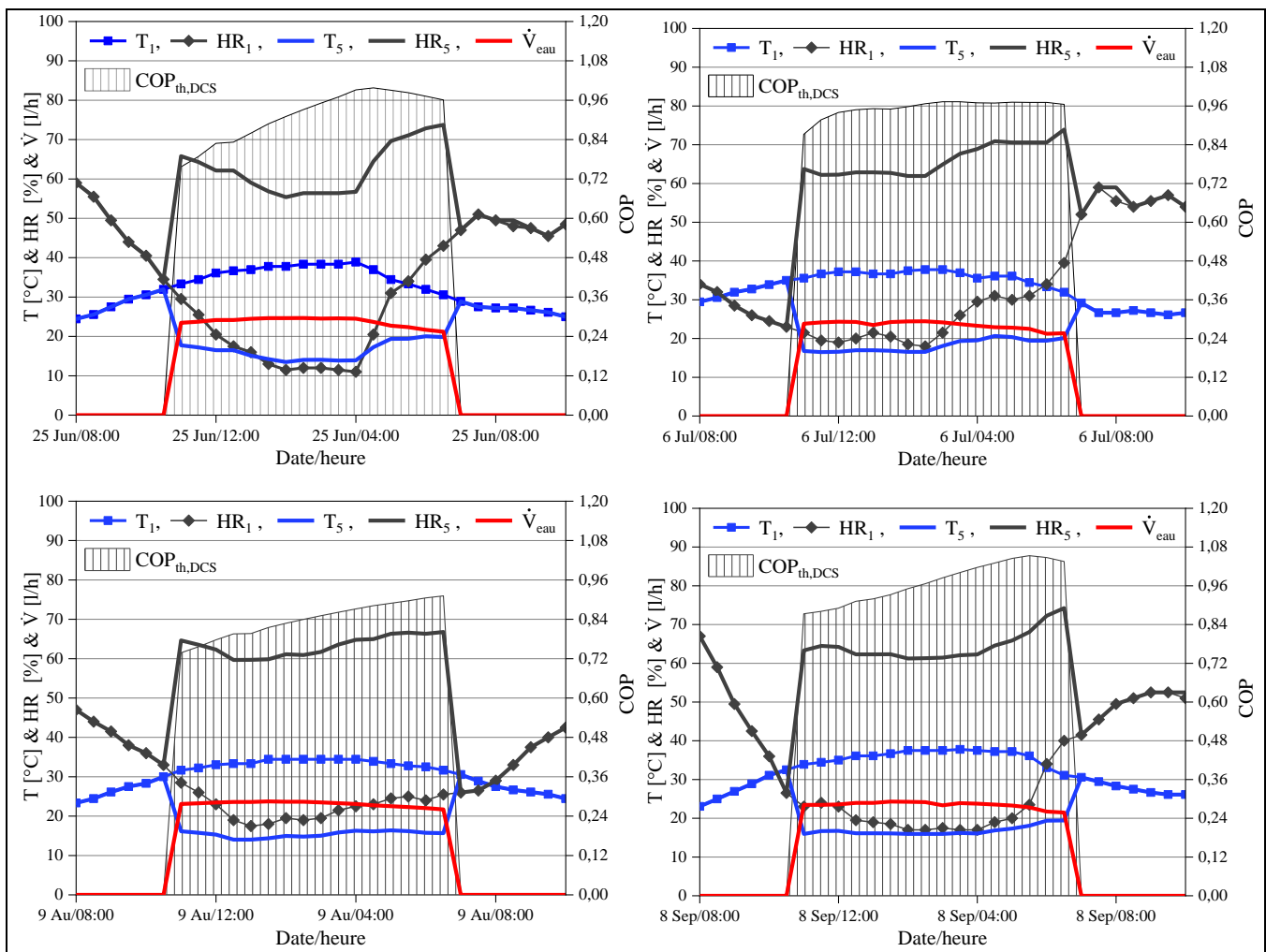
Pour les performances (tab IV.4), et d'une façon générale, le cycle amélioré a obtenu de meilleurs résultats à tous les niveaux, avec un coefficient de performance thermique proches de 1. Ce résultat est tout à fait remarquable comparé aux résultats d'autres études (tab IV.1). De plus, le cycle semble exploiter plus efficacement l'énergie solaire disponible sur le site d'Oum El-Bouaghi, puisque près de la moitié de l'énergie captée a été convertie en énergie de refroidissement.

#### IV.6.1.2 Performance en conditions climatiques saisonnières réelles

Afin de remédier à l'inconfort causé par l'humidité relative élevée de l'air soufflé, nous allons faire des ajustements sur l'efficacité de saturation des humidificateurs lors d'un fonctionnement réel de l'installation. Ainsi, nous proposons de réduire le débit d'eau du HUM1 (avant le soufflage) de manière à maintenir l'humidité relative inférieure à  $\text{HR}_5 < 70\%$  pour obtenir une efficacité de 0,6. En revanche, dans le HUM2 (après le bâtiment), dont le rôle est de refroidir l'air neuf, nous maximiserons celle-ci.

Pour la simulation, nous avons choisi un jour représentatif de chaque mois de la période estivale afin d'examiner l'effet de ces propositions. Dans l'analyse des résultats, nous allons nous intéresser aux conditions de l'air soufflé, à la consommation d'eau des humidificateurs

et aux performances thermiques du système DCS.



**Figure IV.18 :** Paramètres de soufflage de l'air dans des conditions climatiques semi-arides réelles.

On constate que la modification apportée à l'humidificateur HUM1 a entraîné une nette amélioration des conditions de soufflage de l'air (fig. IV.18). On obtient ainsi une température inférieure à 20°C pour une humidité relative de 70%. On remarque également que les performances du cycle sont dépendantes des conditions climatiques. Elles sont moins bonnes pour la journée type du mois d'août et meilleures pour celle du mois de septembre. Cette disparité s'explique par le fait que la journée de septembre est plus chaude et relativement sèche. Cela nous amène à déduire que le cycle amélioré convient particulièrement aux conditions climatiques semi-arides. Par ailleurs, la consommation d'eau semble rester presque constante pour toutes les conditions, soit environ 24 litres par heure.

#### IV.6.2 Stratégie de contrôle pour les conditions climatiques semi-arides

Afin d'assurer un refroidissement adéquat et constant dans les bâtiments, il est essentiel de mettre en place une stratégie de contrôle quotidienne pour les dispositifs de

refroidissement. Dans notre cas, le problème réside dans l'humidité soufflée qui peut causer un certain inconfort. Dans les conditions climatiques semi-arides, l'humidité  $HR_1$  est relativement élevée la nuit et faible pendant la journée, tandis que la température  $T_1$  suit le schéma inverse. Le refroidissement de l'air la nuit à l'aide d'humidificateurs directs n'est pas envisageable. Par conséquent, nous devons adopter une stratégie pour contourner ce problème. Nous proposons d'appliquer 3 modes distincts de fonctionnement suivant le moment de la journée :

- Mode ventilation (de 00<sup>h</sup> à 9<sup>h</sup> et de 21<sup>h</sup> à 00<sup>h</sup>) : Ce mode permet de refroidir l'air de manière sensible uniquement. Pendant cette période, seule la RS et le HUM2 fonctionnent. Le rafraîchissement de l'air se fait sans augmenter ses charges latentes.
- Mode humidification (de 9<sup>h</sup> à 11<sup>h</sup> et de 19<sup>h</sup> à 21<sup>h</sup>) : En plus des composants du mode précédent, on actionne le HUM1 avec efficacité de saturation de réduite ( $\eta_{HUM1} = 0,7$ ) afin de gérer l'augmentation de la température pouvant dépasser les 30°C durant cette période.
- Mode dessiccation et régénération (de 11<sup>h</sup> à 19<sup>h</sup>) : Tous les composants du système fonctionnent simultanément pendant cette période ( $\eta_{HUM1} = 0,9$ ).

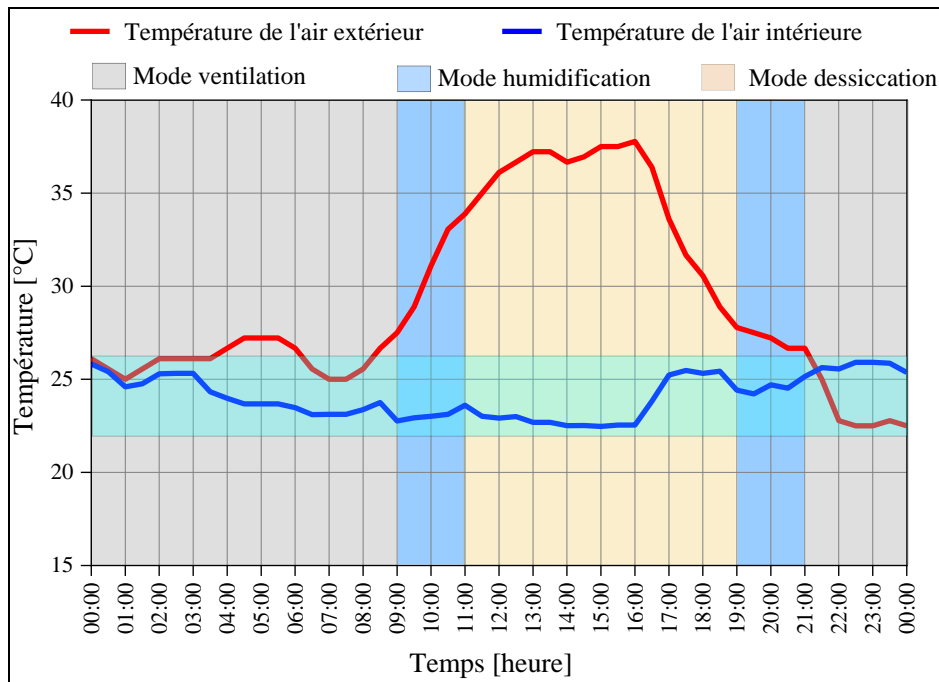
Notre objectif est de garantir des conditions de confort thermique intérieur qui respectent les normes de confort thermique estival. Selon l'American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ([ASHRAE](#)), les niveaux de température et d'humidité confortables pour l'été sont les suivants :

**Température :** La norme [ASHRAE 55-2017](#), qui définit les conditions thermiques ambiantes pour l'occupation humaine, suggère une plage de température allant de 22°C à 26,5°C (72°F à 80°F) pour le confort estival. Cette plage peut varier en fonction des vêtements portés, du niveau d'activité et d'autres facteurs.

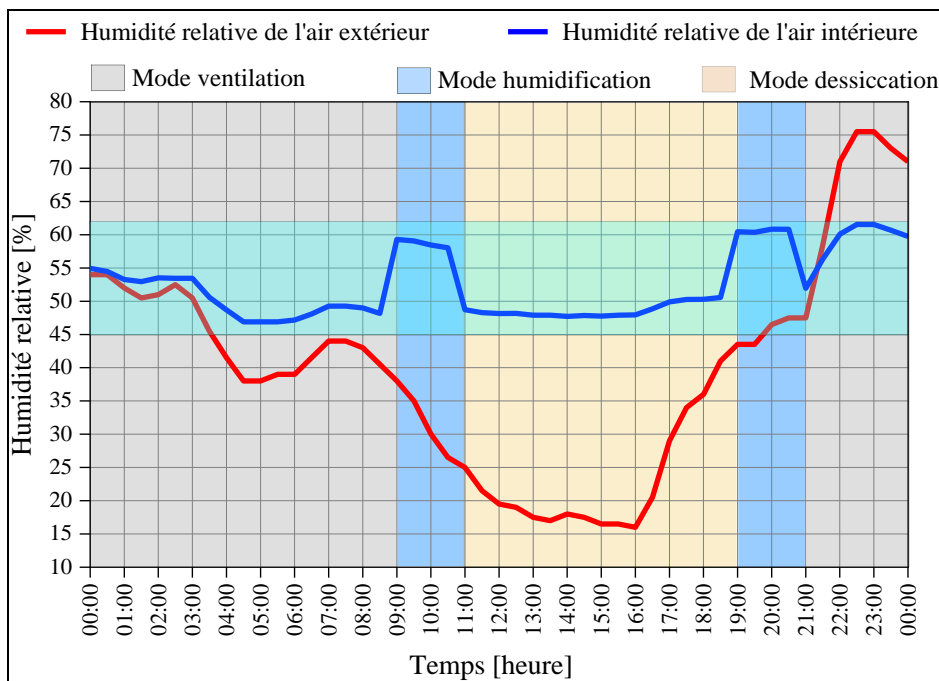
**Humidité :** La norme [ASHRAE 55-2017](#) recommande également de maintenir l'humidité absolue intérieur à ou en dessous de 0,012 kg/kg<sub>as</sub>. Cela correspond à une humidité relative inférieure à 60% pour la plupart des températures. La figure [IV.20](#) illustre graphiquement les conditions mentionnées ci-dessus.

L'application de la stratégie de contrôle lors d'une journée typique, avec des conditions climatiques saisonnières sur un bâtiment ayant des charges thermiques d'environ 10 kW pendant le jour et 5 kW pendant la nuit, a démontré son efficacité. En effet, la température de l'air à l'intérieur du bâtiment est maintenue entre 22 et 26 °C (fig [IV.19a](#)). De plus, l'humidité relative reste inférieure à 60% pendant la majeure partie de la journée (fig [IV.19b](#)). Ces résultats confirment que la stratégie de contrôle adoptée permet de maintenir des conditions internes adéquates pour un confort thermique continu.

Cependant, il est important de noter que selon la stratégie mise en œuvre, la consommation d'eau quotidienne peut atteindre 340 litres, ce qui représente un des inconvénients de cette technologie.



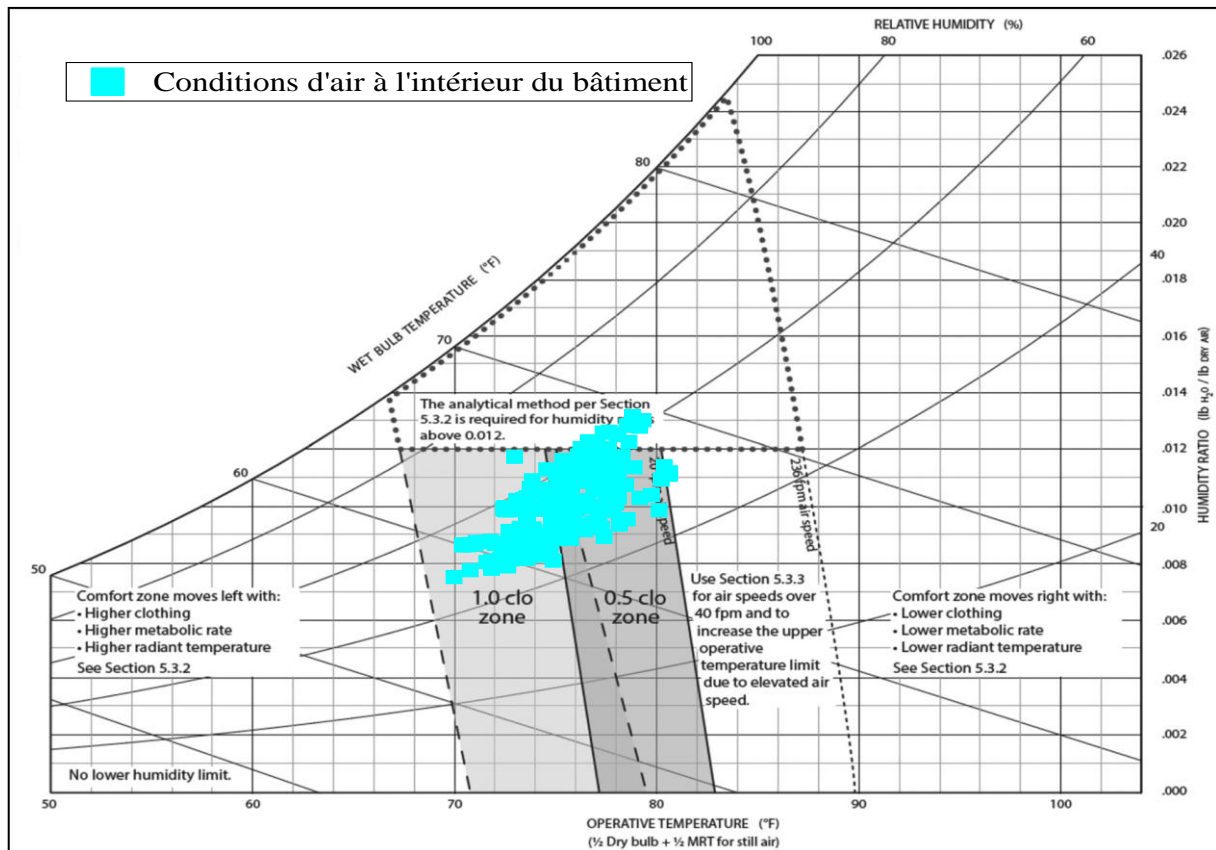
(a) : Température.



(b) : Humidité relative.

**Figure IV.19** : Comparaison des conditions d'air intérieur et extérieur du 8 septembre selon la stratégie de contrôle adoptée.

Des simulations supplémentaires ont été effectuées pendant une semaine en septembre afin de déterminer la capacité de la stratégie à faire face à diverses et continues circonstances externes. La figure IV.20 illustre clairement la capacité de la stratégie utilisée à maintenir des conditions intérieures confinées dans la plage des conditions standards de confort thermique précédemment mentionnées.



**Figure IV.20 :** Représentation des conditions d'air intérieur dans le diagramme psychrométrique : une comparaison avec les limites de confort thermique standard [11].

Cette section a mis en évidence les performances prometteuses du cycle de ventilation amélioré pour les climats semi-arides. Ce cycle exploite efficacement le potentiel solaire disponible pour fournir un soufflage d'air respectant les limites des conditions de confort standard. La stratégie de contrôle rationnel assure une ventilation continue sans recourir à des sources d'énergie supplémentaires. Le cycle proposé constitue une alternative aux méthodes de refroidissement traditionnelles dans les villes du nord de l'Algérie, où la demande de refroidissement coïncide avec le pic de disponibilité du rayonnement solaire. Avec un coefficient de performance électrique supérieur à 6, le système permet d'économiser l'énergie primaire et de réduire significativement les émissions de carbone.

## IV.7 Conclusion

Nous avons appliqué notre modèle de simulation de SDCS avec les conditions climatiques semi-arides réelles de la région d'Oum-El-Bouaghi. Nos résultats ont montré que les performances du système étaient comparables aux résultats obtenus dans d'autres études. La comparaison avec le site de La Rochelle montre une amélioration significative de la quantité d'énergie captée et des conditions de soufflage de l'air traité ainsi que l'allongement possible de la phase de régénération de la RD. Nous avons également identifié les limites de cette technique dans conditions appliquées, notamment la faible capacité de la RD à éliminer l'humidité de l'air à haute température. Le problème de l'humidité relative élevée de l'air soufflé a été soulevé et une proposition d'amélioration du système a été proposée. Une nouvelle simulation de l'installation a démontré une amélioration concrète des performances de l'installation et la réalisation de conditions de soufflage satisfaisantes et contrôlables, notamment l'abaissement du taux d'humidité. Enfin, nous avons proposé une stratégie efficace de contrôle et de régulation du système qui assurera son fonctionnement optimal et continu durant toute la période estivale.

En conclusion, au vu des résultats de cette étude, la réalisation d'une centrale de traitement de l'air par dessiccation dans la région d'Oum-El-Bouaghi semble tout à fait réalisable, en particulier en utilisant le cycle amélioré que vous avez proposé.

**Références**

- [1] M. Kottek, J. Grieser, C. Beck, B. Rudolf, and F. Rubel, “World map of the Köppen-Geiger climate classification updated,” *Meteorol. Zeitschrift*, vol. 15, no. 3, pp. 259–263, 2006.
- [2] S. Carver, N. Mikkelsen, and J. Woodward, “Long-term rates of mass wasting in Mesters Vig, northeast Greenland: Notes on a re-survey,” *Permafrost Periglacial Processes*, vol. 13, no. 3, pp. 243–249, 2002.
- [3] “weatherspark.” [Online]. Available: <https://fr.weatherspark.com/m/55160/7/Météo-moyenne-en-juillet-à-Oum-el-Bouaghi-Algérie#Figures-PrecipitationProbability>.
- [4] P. Bourdoukan, E. Wurtz, M. Spérandio, and P. Joubert, “Global efficiency of direct-flow vacuum collectors in autonomous Solar desiccant cooling: Simulation and experimental results,” *Build. Simul.*, no. 1, pp. 342–347, 2007.
- [5] N. Labed, P. Joubert, “Étude des performances d ’ une centrale de rafraîchissement solaire par dessiccation pour des climats chauds et semi-arides,” *Journées Int. Therm. (JITH 2017)*, 2017.
- [6] P. Bourdoukan, E. Wurtz, and P. Joubert, “Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation,” *Sol. Energy*, vol. 83, no. 11, pp. 2059–2073, 2009.
- [7] A. Khalid, M. Mahmood, M. Asif, and T. Muneer, “Solar assisted, pre-cooled hybrid desiccant cooling system for Pakistan,” *Renew. Energy*, vol. 34, no. 1, pp. 151–157, 2009.
- [8] A. M. Elzahzby, A. E. Kabeel, M. M. Bassuoni, and M. Abdelgaied, “Effect of inter-cooling on the performance and economics of a solar energy assisted hybrid air conditioning system with six stages one-rotor desiccant wheel,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, pp. 882–896, 2014.
- [9] D.B.Jani, M. Mishra, and P.K.Sahoo, “Simulation of solar assisted solid desiccant cooling systems using TRNSYS,” in *Proceedings of the 22nd National and 11th International ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*, 2013, no. December.
- [10] A. M. Baniyounes, M. G. Rasul, and M. M. K. Khan, “Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia,” *Energy Build.*, vol. 62, pp. 78–86, 2013.
- [11] R. and A. C. E. (ASHRAE) American Society of Heating, ASHRAE Standard 55-2020 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, vol. 8400. 2020.

# CONCLUSION GÉNÉRALE

### Conclusion générale

Les ramifications du sujet de recherche traité ont nécessité un investissement important en temps et en efforts pour explorer pleinement les nombreux aspects interdépendants qui le composent. Outre la complexité des phénomènes de transferts de chaleur et de masse prédominants dans le traitement de l'air, nous avons dû nous initier aux environnements Matlab et TRNSYS pour les utiliser efficacement lors de la simulation de toute l'installation. Bien entendu, nous avons rencontré de multiples difficultés pour comprendre et modéliser certains éléments du système, ce qui a nécessité de grands efforts et de profondes réflexions. La disponibilité des données expérimentales nous a été d'une grande aide pour la bonne compréhension du sujet et pour la validation de nos résultats.

La technique de desiccant cooling couplée à l'énergie solaire, peut représenter une alternative viable. Cette thèse s'inscrit dans le cadre de la valorisation et l'exploitation de l'important potentiel solaire algérien. Elle a pour objectif de quantifier, par simulation numérique, les performances d'une centrale de traitement de l'air par dessiccation et à régénération solaire pour des conditions climatiques semi-arides.

Après une revue bibliographique assez exhaustive, nous avons fixé, à travers une étude comparative, le potentiel solaire disponible dans la région d'Oum-El-Bouaghi. La quantité d'énergie captée est importante et est capable d'assurer le bon fonctionnement du SDCS. Nous avons ensuite étudié l'effet des conditions climatiques semi-arides sur les performances du refroidissement de l'air par dessiccation et régénération solaire. Un modèle global capable de simuler le fonctionnement dynamique de l'installation (solaire + traitement de l'air) a été développé sous TRNSYS avec des données réelles. La confrontation avec les données expérimentales de La Rochelle a démontré la validité de notre calcul. Afin d'améliorer l'efficacité du SDCS et des conditions de soufflage de l'air, nous avons proposé une solution qui s'est avéré très prometteuse.

Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ce :

- L'analyse statistique de différents modèles de prédiction du rayonnement solaire a confirmé les bonnes performances du modèle de Capderou comparés aux données expérimentales. En période estivale, pour assurer une captation optimale du rayonnement solaires, les capteurs doivent être dirigés vers le sud et inclinés de 20° pour les sites du nord de l'Algérie.

## Conclusion générale

---

- Les capteurs solaires ont démontré une efficacité de 0.6, tandis que le rendement global de l'installation solaire atteint 0.5, permettant de capturer une quantité d'énergie solaire suffisante pour régénérer efficacement la roue dessiccante pendant 8 heures par jour à une température de régénération de 60°C.
- Avec les conditions de l'étude expérimentale, Le COP calculé de l'installation est faible mais reste dans les limites de ce qui est donné par d'autres études. Le site d'Oum-El-Bouaghi présente des conditions de régénération et de soufflage significativement meilleures que celles de La Rochelle.
- La roue dessiccante serait incapable de traiter efficacement l'air si la température extérieure et le taux d'humidité dans l'air de régénération dépassaient respectivement 33°C et 15 g/kg<sub>as</sub>.
- Un cycle amélioré a été proposé pour résoudre le problème du taux d'humidité élevé dans l'air de régénération. Ce cycle présente un COP thermique proche de 1 tout en surmontant les limitations associées à la roue dessiccante.
- La stratégie de contrôle proposée permet de maintenir le confort thermique intérieur quotidien.
- La consommation d'eau importante, évaluée à 340 litres par jour, reste un inconvénient majeur qu'il conviendra de résoudre par l'hybridation ou la modification du cycle.
- Enfin, au regard de nos résultats, on peut affirmer que la réalisation effective d'une centrale de traitement de l'air par dessiccation dans la région d'Oum-El-Bouaghi est tout à fait envisageable, particulièrement en utilisant le cycle amélioré que nous avons proposé.

On ajoutera, en fin de cette conclusion, que notre étude n'est qu'une simulation numérique qui ne reflète pas forcément et exactement les conditions réelles de fonctionnement. Cependant, à travers la confrontation avec les données expérimentales, pouvons estimer que nos résultats sont valables et peuvent être utilisés pour une éventuelle réalisation effective d'une centrale à Oum El Bouaghi.

En ce qui concerne les perspectives de cette étude, outre la réalisation effective de l'installation pour valider les résultats de la simulation, plusieurs pistes peuvent être explorées. Par exemple, une analyse exergétique pour identifier et réduire les pertes énergétiques et améliorer l'efficacité globale du système, et l'utilisation de nouveaux matériaux dessiccants pour améliorer les performances du système en termes de dessiccation et de régénération.

# Étude de l'influence des conditions climatiques semi-arides sur les performances de rafraîchissement de l'air par dessiccation avec régénération solaire

## المخلص:

تبحث هذه الأطروحة في أداء تقنية تبريد الهواء عن طريق التجفيف في ظل الظروف المناخية شبه الجافة وإمكانات الطاقة الشمسية لشمال الجزائر. اختبرنا عدة نماذج لحساب الطاقة الشمسية واختبرنا النموذج الأفضل توقعًا للسلوك الحقيقي لتركيبة الشمسي. لقد طورنا نموذجًا عالميًا باستخدام TRNSYS لمحاكاة التشغيل الديناميكي لنظام (الطاقة الشمسية ومعالجة الهواء) ببيانات حقيقية. أثبتت المقارنة مع البيانات التجريبية من جامعة لاروشيل (فرنسا) صحة نموذجنا. بالنسبة لموقع أم البواقي، أظهرت النتائج كفاءة تجديد عجلة التجفيف في الوضع المستمر لمدة 8 ساعات. كان متوسط COP الحراري 0,75، والذي كان منخفضًا نسبيًا ولكن يتم تعويضه بالفوائد البيئية ومجانية الطاقة الشمسية. قمنا بتحليل تأثير ظروف تشغيل عجلة المجفف ووجدنا أنه لا يمكنها التعامل مع الهواء بصورة مرضية إذا تجاوزت درجة حرارتها 33 درجة مئوية.

اقترحنا دورة تهوية محسنة لتناسب نوع المناخ المدروس بشكل أفضل. أظهرت المحاكاة أداءً مرضيًا للغاية. مع إستراتيجية تحكم رشيدة، يمكن للنظام القائم على الدورة المقترحة توفير ظروف راحة قياسية مستمرة ويمكن التحكم فيها وفقًا لاحتياجات التبريد. نوصي بتنفيذ محطة تبريد الهواء عن طريق التجفيف والتجديد الشمسي في منطقة أم البواقي.

## Résumé

Les performances de la technologie de rafraîchissement de l'air par dessiccation sont directement liées aux conditions climatiques et à la qualité de l'énergie dépensée. Dans cette thèse, nous avons analysé l'effet des conditions climatiques semi-arides et du potentiel solaire du nord de l'Algérie sur ces performances. Plusieurs modèles de calcul de l'ensoleillement ont été testés. Le modèle sélectionné nous a permis de prédire efficacement le comportement réel de l'installation solaire.

Un modèle global capable de simuler le fonctionnement dynamique de l'installation (solaire + traitement de l'air) a été développé sous TRNSYS avec des données réelles. La confrontation avec les données expérimentales de l'Université de La Rochelle (France) a démontré la validité de notre calcul. Pour le site d'Oum-El-Bouaghi, les résultats sont encourageants et permettent une régénération efficace de la roue dessiccante en continu pendant 8 heures. Le COP thermique moyen est de 0,75, ce qui est relativement faible mais compensé par les avantages environnementaux de cette technologie ainsi que par l'abondance et la "gratuité" de l'énergie solaire. L'analyse de l'effet des conditions de fonctionnement de la roue dessiccante a montré qu'elle serait incapable de traiter suffisamment l'air si sa température dépasse 33°C.

Un cycle de ventilation amélioré a été proposé pour s'adapter au mieux au type de climat étudié. Le calcul a montré des performances très satisfaisantes. Avec une stratégie de contrôle rationnelle, l'installation selon le cycle proposé peut fournir des conditions de confort standard continues et régulées en fonction des besoins en climatisation. Nous recommandons donc une réalisation effective d'une centrale de rafraîchissement de l'air par dessiccation et régénération solaire dans la région d'Oum-El-Bouaghi.

## **Abstract**

This thesis investigates the performance of air-cooling technology by desiccation under semi-arid climatic conditions and solar potential of northern Algeria. We tested several models for calculating sunshine and selected the one that best predicted the real behavior of the solar installation. We developed a global model using TRNSYS to simulate the dynamic operation of the solar and air treatment system with real data. The comparison with experimental data from the University of La Rochelle (France) validated our model. For the Oum-El-Bouaghi site, the results showed an efficient regeneration of the desiccant wheel in continuous mode for 8 hours. The average thermal COP was 0.75, which was relatively low but offset by the environmental benefits and the availability and cost-effectiveness of solar energy. We analyzed the effect of operating conditions of the desiccant wheel and found that it could not adequately treat the air if its temperature exceeded 33°C.

We proposed an improved ventilation cycle to better suit the climate type studied. The simulation showed very satisfactory performance. With a rational control strategy, the system based on the proposed cycle could provide continuous and regulated standard comfort conditions according to cooling needs. We recommend implementing an air-cooling plant by desiccation and solar regeneration in the Oum-El-Bouaghi region.