



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

Faculté de technologie

Département des énergies renouvelables



MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : conversion thermique

**ETUDE ET SIMULATION D'UNE CENTRALE
DE PRODUCTION DE FROID PAR
DESSICATION SOLIDE COUPLEE A UN
CHAMP DE CAPTEURS SOLAIRES PLANS .**

Par

KACIMI Yasmine

Devant le jury composé de :

Dr N. Kasbadji

Directrice de Recherche

UDES

Présidente

Dr N. Khelalfa

MCB

U. Blida 1

Examinatrice

Pr Merzouk Mustapha

Professeur

U. Blida 1

Promoteur

Blida, Septembre, 2020

RESUME

RESUME

Le « dessiccant cooling » représente une technologie innovante permettant de rafraîchir une ambiance par les changements d'état de l'eau et l'exploitation de l'énergie solaire.

Le propos de ce travail est d'étudier et simuler une centrale de production de froid par dessiccation solide couplé à un champ de capteurs solaires . Ce système permet de réduire les consommations électriques et utilise l'énergie solaire qui est une énergie propre et gratuite.

Dans un premier temps, un état de l'art suivi par une synthèse bibliographique sont effectués sur la climatisation en Algérie et les différents systèmes de production du froid ,puis nous avons présenté les systèmes de rafraîchissement par dessiccation solide, Dans un second temps, la modélisation de l'installation dessiccante solaire est réalisée .

Finalement, L'exploitation des résultats de cette modélisation implémentés sous MATLAB permet de définir les paramètres les plus pertinents pour le contrôle de la centrale dessiccant. De même, l'influence des conditions d'air intérieur et extérieur est étudiée en fonction de la température du local entre le site de Bou Ismail et le site de Ghardaïa. cette technologie est une solution intéressante à promouvoir pour rafraîchir dans les régions à climat sec de notre pays.

Mots clés : Climatisation, énergie solaire thermique, humidification, dessiccation, capteurs plans, Simulation.

ABSTRACT

Desiccant cooling" is an innovative technology for atmosphere cooling through changes in the state of the water and the use of solar energy.

The purpose of this work is to study and simulate a solid desiccant cooling plant coupled with a field of solar collectors. This system allows to reduce electrical consumption and uses solar energy which is a clean and free energy.

In a first time, a state of the art followed by a bibliographical synthesis are carried out on the air-conditioning in Algeria and the various systems of cold production then we presented the cooling systems by solid desiccation. In a second time, the modeling of the solar desiccant installation is carried out.

Finally, the exploitation of the results of this modeling implemented in MATLAB allows to define the most relevant parameters for the control of the desiccant plant. Similarly, the influence of indoor and outdoor air conditions is studied as a function of the temperature of the room between the Bou Ismail site and the Ghardaïa site. this technology is an interesting solution to promote for cooling in dry climate regions of our country .

Key words: Air conditioning, thermal solar energy, humidification, desiccation, solar collector, simulation.

ملخص

إن التبريد المجفف هو عبارة عن تقنية مبتكرة لتبريد البيئة من خلال تغيرات حالة الماء و استغلال الطاقة الشمسية. الهدف من هذا العمل هو دراسة محطة لإنتاج البرودة بواسطة التجفيف الصلب بالاعتماد على الطاقة الشمسية. هذا النظام يسمح لنا بالتقليل من استهلاك الكهرباء و استخدام الطاقة الشمسية كونها طاقة نظيفة و مجانية .

في البداية ، تم دراسة الجانب البيئيوغرافي لتكييف الهواء في الجزائر ومختلف أنظمة إنتاج البرودة ، ثم قدمنا أنظمة التبريد بواسطة التجفيف الصلب ، ثانيا تم عمل نمذجة لهذا التركيب.

أخيراً ، فإن استخدام نتائج هذه النمذجة المطبقة في "ماتلاب" يجعل من الممكن تحديد أكثر المعلمات ذات الصلة للتحكم في نظام التبريد بواسطة التجفيف الصلب. أيضا ، فإن نتائج دراسة تأثير الظروف الجوية الداخلية والخارجية وفقاً لدرجة حرارة الغرفة بين موقع بو إسماعيل وموقع غرداية ، توضح مدى فعالية هذا النظام في المناخ الجاف على المناخ الرطب .

الكلمات الرئيسية: تكييف الهواء ، الطاقة الحرارية الشمسية ، الترطيب ، التجفيف ، جامعي الطاقة الشمسية المسطحة ، المحاكاة .

Remerciements

Tout d'abord , je remercie Allah le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience pour réaliser ce travail malgré toutes les difficultés rencontrées.

En préambule à ce travail, nous souhaitons adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et ont contribué à l'élaboration de ce travail.

Je tiens sincèrement à remercier Monsieur **Mustapha MERZOUK** Professeur à l'Université de Blida1, qui en tant que promoteur de ce mémoire, pour son suivi, son assistance et ses conseils précieux le long de ma formation. ses compétences ainsi que ses expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait Madame N. Kasbadji d'avoir accepté de présider ce jury.

Je remercie infiniment Madame N. Khelalfa d'avoir accepté de prendre part à ce jury en qualité d'examinatrice.

Dédicaces

A mes très chers parents ,

*que dieu les garde et les protège pour leurs soutien moral et financier , pour leurs
encouragements et les sacrifices qu'ils ont endurés .*

A mon frère et mes chères sœurs , ma tante

*qui sont toujours été la motivation qui me pousse à travailler parfaitement , qu'ALLAH les
protège . .*

A tous les membres de ma famille , petits et grands ...

*Aux chers amis (es) A tous mes collègues d'études surtout ceux des énergies
renouvelables....*

A tous ce que j'aime et qui m'aiment

KACIMI Yasmine

NOMENCLATURE

Symbole	Description	Unité
Cp	capacité calorifique à pression constante	J/kg.°C
t	temps	s
APO	Apport paroi opaque	Watt
Kété	Coefficient de conductivité thermique en été	W/m².°C
S_{int}	Surface intérieure totale de la paroi	m²
Δte	Différence équivalente de température	°C
TS_a	Température sèche de l'air intérieur du local adjacent	°C
TS_{b,i}	Température sèche de l'air intérieur du local considéré	°C
TS_e	Température extérieure sèche	°C
C_{inc}	Coefficient correcteur de température	°C
AV	Apport vitré	W
AVT	Apport vitré par transmission	W
AVE	Apport vitré par rayonnement	W
SV_{ens}	Surface vitrée ensoleillée	m²
SV	Surface totale vitrée	m²
I_g	Rayonnement global maximal réel	W/ m²
I_d	Rayonnement diffus maximal réel	W/ m²
FS	Facteur solaire du vitrage	W/ m².μm
N_{pvi}	Coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrés à l'heure t considérée	---
AI	Apport interne	W
AI_L	Apport interne latent	W
AI_s	Apport interne sensible	W
CS_j	Coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j	---
AI_{s,j}	Partie sensible de l'apport interne j	W
N_{AI,j}	coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j	---
AI_{occ}	Apport interne occupants	W
AI_{occl}	Apport interne occupants latent	W
AI_{occS}	Apport interne occupants sensible	W
Q_{tot}	la charge totale du local	W
q_{sou}	le débit soufflé d'air	m³/h

Notations grecques

Symbole	Description	Unité
α	Position angulaire de la roue à desiccation	---
ε	Efficacité	---
φ	Humidité relative de l'air	%

Indices

ape	relatif à l'entrée de la section de process ou de soufflage
aps	relatif à la sortie de la section du process ou de soufflage
are	relatif à l'entrée de la section de régénération
ars	relatif à la sortie de la section de régénération
g	global
hum	relatif à l'humidificateur
n	relatif à l'air neuf ou de soufflage
rég	relatif à la régénération
éch	relatif à l'échangeur
s	relatif à la sortie ou au soufflage
T	relatif à la température
w	relatif à l'humidité spécifique
ex	Extérieure
in	Intérieure
eff	effectif
tot	total

TABLE DES MATIERES

Résumé	i
Remerciements	ii
Dédicace	iii
Nomenclature	iv
Table des matières	vi
Liste Des Figures	viii
Liste Des Tableaux	x
Introduction Générale	1
Chapitre 01 : Différents travaux	
1.1.Introduction.....	3
1.2. Potentiel solaire de l'Algérie.....	3
1.3.Etat de l'art de la climatisation solaire.....	4
1.3.1. Etat de la climatisation en Algérie	5
1.4. Procédé thermodynamique sur la production de froid.....	8
1.5.Les technologies de production de froid solaire	10
1.5.1. Description des technologies de climatisation solaire	10
1.6.Capteur solaire.....	23
1.7.Etat de l'art sur la technologie de refroidissement par dessiccation solide.....	25
1.7.1. Mondiale.....	25
1.7.2. En Europe.....	26
1.7.3. En Algérie.....	28
1.7.4. Etat de l'art sur la modélisation de la roue de dessiccation	29
1.8.Réglementation thermique.....	31
1.8.1. Réglementation thermique Algérienne.....	31
1.9.Problématique et Objectif des travaux.....	32
1.10. Conclusion.....	32
Chapitre 02 : Modélisation	
2.1. Introduction.....	35
2.2. Modélisation du système à dessiccation.....	36
2.2.1. Modélisation de la roue à dessiccation.....	36
2.3. Apports thermiques du local à conditionner	40
2.3.1. Paroi opaque aérienne se donnant sur l'extérieur	41
2.3.2. Paroi opaque aérienne se donnant sur un local conditionné.....	41
2.3.3. Paroi opaque aérienne se donnant sur un local non conditionné.....	41
2.3.4. Paroi vitrée extérieure.....	42
2.3.5. Apports de chaleur internes.....	42

2.3.6.	Apports internes dus aux occupants.....	43
2.4.	Surface des capteurs solaires	44
2.5.	Conclusion.....	45

Chapitre 03 : Résultats et discussion

3.1.	Introduction	46
3.2.	La caractérisation de la roue et de l'échangeur.....	46
3.3.	Etude paramétrique du système de rafraîchissement à dessiccation pour une journée de référence.....	48
3.3.1.	Conditions intérieures de confort thermique	48
3.3.2.	Les conditions extérieures de base	48
3.3.3.	Capteurs solaires utilisés	50
3.4.	Le dimensionnement	51
3.5.	Résultats de simulation.....	51
3.5.1.	Modélisation de l'échangeur de chaleur rotatif.....	51
3.5.2.	Site de Ghardaïa.....	56
3.6.	Etude comparative	58
3.7.	Conclusion.....	59
Conclusion et Perspectives.....		60
Références bibliographiques.....		xi
Annexe		xv

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Irradiation globale journalière reçue sur plan horizontale au mois de juillet	4
Figure 1.2 : Adéquation entre demande et ressource solaire.....	5
Figure 1.3 : Système de rafraîchissement par évaporation de l'équipe froid thermique – UDES.....	6
Figure 1.4 : Système de Réfrigération Solaire Photovoltaïque DC/AC de l'équipe Froid photovoltaïque – UDES.....	7
Figure 1.5 : Pompe à chaleur installée dans une école primaire à Saida.....	8
Figure 1.6 : Cantine de l'école primaire alimentée par climatisation géothermique.....	8
Figure 1.7 : Procédé thermodynamique de refroidissement d'un bâtiment.....	9
Figure 1. 8 : Corrélation entre les apports solaire et les besoins du froid durant une journée d'été.....	10
Figure 1.9 : Schéma d'une machine frigorifique à compression.....	11
Figure 1.10 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	12
Figure 1.11 : Principe d'un module Peltier	12
Figure 1.12 : Machine frigorifique couplée à cycle de Rankine.....	13
Figure 1.13 : Système à éjection.....	14
Figure 1.14 : Schéma de fonctionnement du cycle absorption à simple effet	15
Figure 1.15 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption.....	16
Figure 1.16 : Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption.....	17
Figure 1.17 : Schéma d'un système à dessiccation liquide.....	18
Figure 1.18 : (a) Délimitation des zones d'un isotherme (exemple)	
(b) Vue schématique du phénomène d'adsorption.....	18
Figure 1.19 : Les matériaux dessiccants (a) Zéolithes, (b) Charbon actif,(c) Alumines Activées, (d) Gel de silice.....	20
Figure 1.20 : Schéma du système à dessiccation solide	20
Figure 1.21 : Schéma représentant deux tours à dessiccation.....	21
Figure 1.22 : Schéma d'un lit horizontal tournant.....	21
Figure 1.23 : Schéma d'un lit vertical à dessiccation.....	22
Figure 1.24 : Schéma d'une roue verticale à dessiccation et l'évolution de la pression de vapeur à la surface de la roue en fonction de l'angle de la roue	22
Figure 1.25 : Vue générale d'un capteur plan à eau	23
Figure 1.26 : Coupe intérieure d'un capteur plan.....	24

Figure 1.27 : Différents types de capteurs solaires plans à eau.....	24
Figure 2.1 : Le cycle à dessiccation solide à énergie solaire.....	35
Figure 2.2 : Représentation schématique d'un canal élémentaire de la roue.....	37
Figure 2.3 : Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point du système dessiccant.....	39
Figure 2.4 : Plan du local considéré.....	41
Figure 3.1 : Débit d'air en fonction du diamètre de la roue SECO KLINGENBURG donné par le constructeur.....	47
Figure 3.2 : Représentation de diagramme de sélection	47
Figure 3.3 : Variation de la température ambiante en fonction du temps.....	49
Figure 3.4 : Variation de l'humidité relative en fonction du temps.....	49
Figure 3.5 : Variation de l'éclairement en fonction du temps.....	50
Figure 3.6 : Rendement instantané du capteur Premier.....	50
Figure 3.7 : La variation de l'efficacité de la roue en fonction de l'humidité absolue	51
Figure 3.8 : Evolution de la température du local en fonction du temps.....	52
Figure 3.9 : Evolution de l'humidité absolue du local en fonction du temps.....	52
Figure 3.10 :Caractéristiques de l'air du local en fonction de la température de régénération.	53
Figure 3.11 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes diamètres de roue à dessiccation.....	53
Figure 3.12 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes vitesse de rotation de la roue à dessiccation.....	54
Figure 3.13 : variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes efficacités de l'humidificateurs.....	55
Figure 3.14 : variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes températures d'eau humide	55
Figure 3.15 : Evolution de la température du local en fonction du temps.....	56
Figure 3.16 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes vitesse de rotation de la roue à dessiccation.....	56
Figure 3.17 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes diamètres de roue à dessiccation.....	57
Figure 3.18 : a/ variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes efficacités de l'humidificateurs.	
b/ variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes températures d'eau humide	57

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Gisement solaire de l'Algérie	3
Tableau 1.2 : Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.....	11
Tableau 1.3 : Tableau comparatif des installations de climatisation solaires.....	15
Tableau 2.1: Température et humidité spécifique en chaque point du système.....	39
Tableau 2.2 : Dimensions et caractéristiques du local.....	40

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Aujourd'hui, la thématique de l'efficacité énergétique, notamment dans le secteur du bâtiment, dispose d'une réelle opportunité de développement dans le monde. Le bâtiment devient soudainement un enjeu central de deux défis planétaires majeurs: le changement climatique et l'approvisionnement énergétique. Le secteur du bâtiment en Algérie (le résidentiel et le tertiaire) consomme plus de 41% du total de l'énergie, contre 46% [1] en Europe, et émet 19% des rejets de CO₂ dans l'atmosphère, contre 25% ailleurs. Ce secteur représente un potentiel énorme d'efficacité énergétique et de réduction des gaz à effet de serres.

Plusieurs solutions de refroidissement utilisent l'énergie solaire, une source renouvelable qui présente l'avantage d'être disponible quand la demande est la plus forte. Les techniques les plus connues sont le refroidissement par absorption, par adsorption et par dessiccation [2] .

Les systèmes de refroidissement par dessiccation utilisent le séchage et l'humidification de l'air. Leur performance est affectée par les conditions climatiques externes, qui ont un rôle plus important que dans le cas des systèmes à compression. La faisabilité de cette technique dans des différents climats a été prouvée par une étude bibliographique [3]. Les températures élevées et le rayonnement solaire en été, qui sont en phase avec une augmentation de la charge de refroidissement, donnent la possibilité d'utiliser l'énergie solaire pour la dessiccation.

L'objectif de ce travail consistera à étudier et simuler une centrale de production de froid par dessiccation solide couplée à un champ de capteurs solaires plans.

Dans le premier chapitre de ce travail, on introduira la climatisation en Algérie. La problématique de la climatisation , nous amènera à étudier les systèmes de rafraîchissement solaire et plus spécifiquement au « dessiccant cooling ». Un état de l'art de cette technologie sera présenté. On abordera, à la fin du chapitre 1, les objectifs de notre travail .

Le chapitre 2 vise à établir la modélisation des composants de d'un système de refroidissement solaire à dessiccation. Chaque composant a été étudié et modélisé séparément, y compris la roue de dessiccation qui est le composant principal du système, l'échangeur rotatif et les capteurs solaires. Les modèles utilisés ont par la suite été implémentés sous MATLAB dans le chapitre 3.

La réalisation d'une simulation globale du couplage météo – centrale dessiccant – boucle solaire – bâtiment permet de caractériser son fonctionnement. Dans le chapitre 3, une étude de variation de température interne pour différentes paramètres de roue , permet d'établir comment influence chaque paramètres sur cette température . A partir de ces observations, une étude de sensibilité est réalisée. Le système dessiccant est un cycle ouvert, ce qui signifie que les variations des conditions d'air (température et humidité) extérieur influent fortement sur le milieu interne. Une deuxième étude permet d'évaluer cette influence à travers l'obtention de graphes de la température intérieure en fonction de temps .

Ces observations nous montrerons que les résultats obtenus sont plus efficaces sous des climats secs , alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification sous les climats humides.

Chapitre 01 : Différents travaux

1.1. Introduction

L'évolution actuelle du contexte énergétique mondiale, liée aux problèmes environnementaux d'aujourd'hui et de demain, rend essentielle la mise en place de mesures et de technologies favorisant la sobriété énergétique de nos sociétés. L'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid est une alternative attirante, puisque le maximum d'énergie solaire correspond généralement à celui des besoins en froid. Les technologies basées sur un processus de transformation thermodynamique sont actuellement les plus prometteuses, trois d'entre elles sont développées à un niveau commercial.

Tout d'abord, nous aborderons au travers de ce chapitre de présenter le potentiel solaire de l'Algérie et le besoin de la climatisation, en suite nous passerons vers le procédé thermodynamique sur la production de froid et nous aborderons les différentes technologies de production de froid solaire, quant à celui qui suit, on se spécifiera sur l'état de l'art sur la technologie de refroidissement par dessiccation solide. Finalement on passera vers les réglementations thermiques.

1.2. Potentiel solaire de l'Algérie

Suite à une évaluation par satellites, l'Agence Spatiale Allemande (ASA) a conclu, que l'Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, elle reçoit l'équivalent de 300 milliards de Tep par an en énergie solaire. Soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique, 13,9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Le potentiel solaire algérien est l'équivalent de 10 grands gisements de gaz naturel qui auraient été découverts à Hassi R'Mel. La répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien est représentée dans le tableau 1.1 selon l'ensoleillement reçu annuellement [4] :

Tableau 2.1 : Gisement solaire de l'Algérie [5].

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie par rapport à tout l'Algérie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Cette richesse d'énergies renouvelables, donne à notre pays une longévité de consommation énergétique propre, dont le solaire prend la part du lion, la figure 1.1 illustrent cette quantité énergétique au mois de juillet.

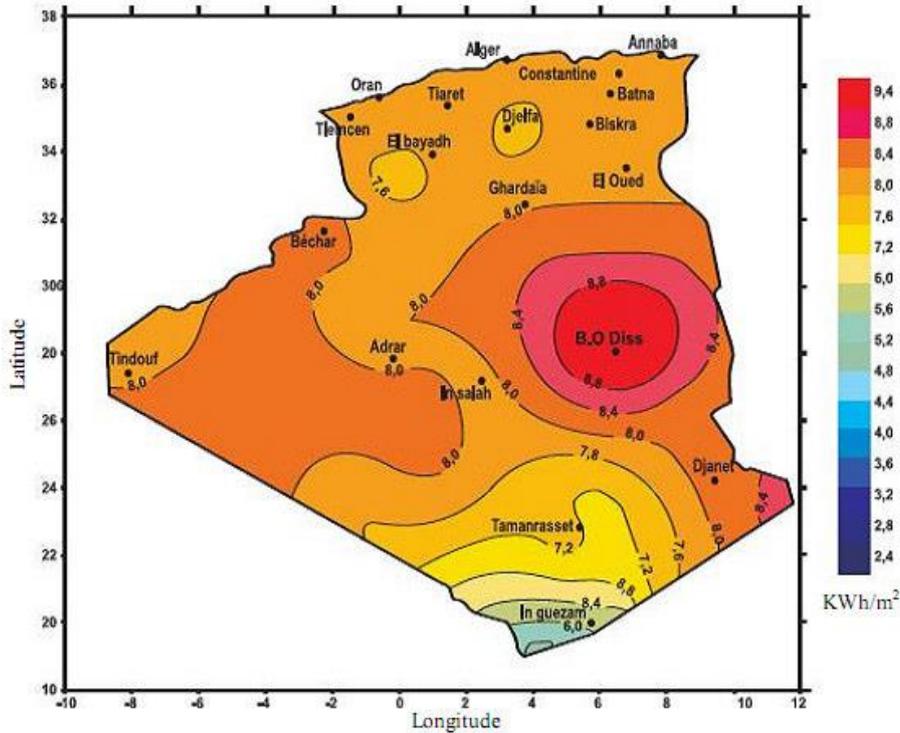


Figure 1.1 : Irradiation globale journalière reçue sur plan horizontale au mois de juillet [6].

1.3. Etat de l'art de la climatisation solaire

Le monde fait face actuellement, à des problèmes énergétiques qui dévalorisent considérablement la qualité de vie, entravent le développement, provoquent l'incertitude économique et entraînent une instabilité politique. Les systèmes et les technologies utilisés aujourd'hui et depuis bien longtemps gaspillent, déplorablement l'énergie à un rythme insoutenable. Les systèmes à compression de vapeur sont actuellement les moyens les plus répandus. Mais ces systèmes présentent néanmoins deux inconvénients majeurs. D'une part, la consommation électrique du compresseur mécanique est assez importante, et d'autre part, l'inconvénient de présenter un impact négatif sur l'atmosphère avec les frigorigènes utilisés.

L'énergie solaire fait l'objet de toutes les attentions dans un contexte de hausse du coût des énergies fossiles et de lutte contre le changement climatique.

Outre son abondance et sa gratuité, l'énergie solaire présente de nombreux avantages. Contrairement aux autres énergies de sources renouvelables, le solaire est exploitable sur l'ensemble de la surface du globe mais l'équipement de production doit être installé à proximité du lieu de consommation afin de minimiser les pertes. Ajoutons qu'il est totalement

modulable puisque la taille des installations peut être facilement ajustée selon les besoins ou les moyens.

La chaleur diffusée par le rayonnement solaire peut également être utilisée pour de nombreuses applications et à différents niveaux de température. À basse et moyenne température, l'énergie solaire est utilisée dans le bâtiment pour produire de l'eau chaude sanitaire (ECS), chauffer les locaux et l'eau des piscines. Ces utilisations sont regroupées sous l'appellation « solaire thermique ». D'autres utilisations en revanche font encore l'objet de recherche et développement. C'est le cas notamment de la climatisation solaire ou comment produire du froid grâce au soleil. Malgré une utilisation optimale des techniques passives, le rafraîchissement solaire peut être une solution intéressante.

En effet, durant l'été, la demande électrique croît fortement du fait d'un usage intensif des systèmes de climatisation, d'où des pics de consommation à l'origine de la plupart des problèmes d'approvisionnement. La pénurie est encore plus grande les années "sèches", les centrales hydroélectriques étant incapables de couvrir une partie de ces pics.

Dans ce contexte, l'utilisation de l'énergie solaire pour le rafraîchissement est un concept séduisant, puisque les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire [7].

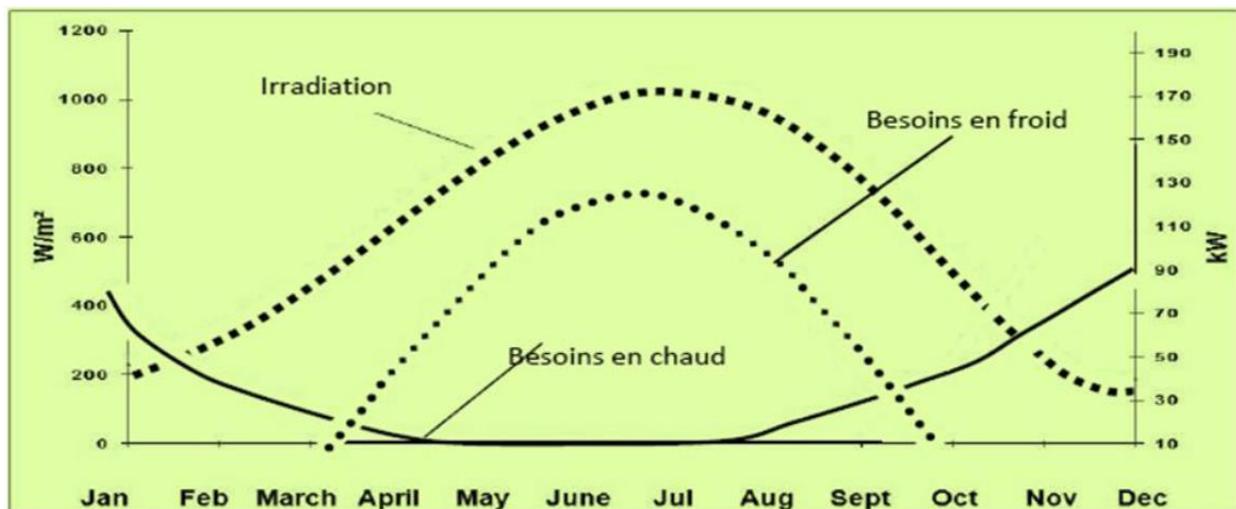


Figure 1.2 : Adéquation entre demande et ressource solaire [8].

1.3.1. Etat de la climatisation en Algérie

- Aujourd'hui, La consommation de l'énergie électrique dans le secteur du bâtiment connaît, par conséquent, une forte augmentation tirée en grande partie par les ménages qui s'équipent en appareils électroménagers dont les climatiseurs.

Chaque été, La vente des climatiseurs augmente "sans prise de conscience". Certains particuliers en possèdent même plusieurs, parfois un par pièce. L'État algérien subventionne,

par conséquent, un produit qui cause des désagréments à une partie de la population et coûte cher au pays. Sur la consommation constante d'électricité dans les régions du sud du pays, il a été enregistré entre 2008 et 2016, une hausse de 11% de la consommation. Ce rebond est dû à la climatisation, qui représente, « 40% de la facture » [12].

D'ici 2013, des études seront lancées pour s'approprier et maîtriser les techniques de refroidissement solaire et permettront de retenir le système le mieux adapté au contexte algérien. Deux projets pilotes de climatisation par machine à absorption et par machine à adsorption porteront sur la climatisation solaire de bâtiments au sud du pays [6].

Le Centre de Développement des Energies Renouvelables CDER(UEDES) : est pionnier dans le domaine de la recherche en froid par énergies renouvelables au niveau national. A sa création par arrêté N°008 du 09 janvier 1988 portant création de l'Unité de Développement des Equipements Solaires (SG/Présidence de la république), l'UEDES s'est orientée vers la recherche appliquée en froid solaire. Ses activités dans le domaine du froid ont été renforcées par Arrêté interministériel du 15/01/2013 portant sur l'organisation interne du Centre de Développement des Energies Renouvelables CDER et ayant pour objectif de charger des équipes de chercheurs à se consacrer à étudier et réaliser des prototypes pour la production de froid et de conditionnement d'air fonctionnant à l'énergie solaire d'origine thermique et photovoltaïque[13].

Ces équipes de l'UEDES travaillent sur des projets à impacts socioéconomiques pertinents. Les prototypes réalisés (Figures 1.3 et 1.4), ont été brevetés au niveau de l'Institut National Algérien de la Propriété Industrielle (INAPI) et sont à homologuer pour assurer leur passage à l'industrialisation.



Figure 1.3 : Système de rafraîchissement par évaporation de l'équipe froid thermique - UEDES



Figure 1.4 : Système de Réfrigération Solaire Photovoltaïque DC/AC de l'équipe Froid photovoltaïque - UDES

L'UDES a aussi eu l'initiative de préparer des formations dans le domaine du froid solaire en collaboration avec l'Institut International du Froid IIF. La première formation a eu lieu en 2002. Elle a été intitulée « Le froid et la conservation du poisson, UDES/IIF 2002».

En 2003 s'est déroulée la formation sur « le froid et la conservation des fruits et légumes, UDES/IIF 2003 ».

En 2008, toujours en collaboration avec l'IIF, l'UDES a organisé une Journée de sensibilisation aux problèmes de remplacement des Hydro-Chlorofluorocarbones (HCFC).

En 2015, sous l'égide de la Direction Générale de la Recherche Scientifique et du Développement Technologique, l'UDES a organisé, avec succès, une conférence internationale sur le froid intitulée « International Conférence on Clean Cooling Technologies in the MENA Région » qui était une occasion de faire le point sur les avancées scientifiques réalisées dans le domaine du froid, la climatisation, froid et le confort énergétique.

Par ailleurs, dans le cadre du programme de promotion des énergies propres et renouvelables initié par le Ministère de l'environnement et de l'aménagement du territoire et la Direction de l'environnement de la Wilaya de Saïda, une expérience a été menée dans la climatisation et testée expérimentalement par le CDER. Cette installation est une pompe à chaleur alimentée à partir d'une source géothermale a été installée pour le chauffage et la climatisation de la cantine de l'école primaire Si Ben Salah, située à Sidi Aïssa dans la wilaya de Saïda (Figures 1.5 et 1.6) Des résultats satisfaisants ont été obtenus démontrant l'efficacité énergétique de ces systèmes installés en Algérie [14].



Figure 1.5 : Pompe à chaleur installée dans une école primaire à Saïda[14].



Figure 1.6 : Cantine de l'école primaire alimentée par climatisation géothermique [14].

1.4. Procédé thermodynamique sur la production de froid

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

Il est également nécessaire de préciser la notion de "rafraîchissement" d'un local. Lorsque le but de l'équipement n'est pas de maintenir une température de consigne fixe, mais simplement de limiter la hausse de température, même si celle-ci dérive en cas de forte chaleur, on parle de "rafraîchissement". Cela implique des différences dans la conception, le dimensionnement et la régulation du système.

Le refroidissement d'un local consiste à enlever de la chaleur (chaleur utile) de ce dernier appelé alors la source froide et en évacuer (chaleur rejetée) à l'extérieur (le puits chaud) afin d'abaisser la température du local. Ainsi, le "froid" n'est pas une grandeur au sens de la chaleur. Cependant, dans la suite de ce document, on utilisera l'expression "production de

froid". Il faudra donc bien entendu comprendre l'action de transférer la chaleur de la source froide au puits chaud [6].

Ce processus est réalisé par un procédé thermodynamique qui consomme de l'énergie pour satisfaire le deuxième principe de la thermodynamique qui indique que la chaleur ne passe pas spontanément d'un corps froid vers un corps chaud. Cette énergie peut être sous diverses formes (travail mécanique, chaleur, électricité, magnétisme...).

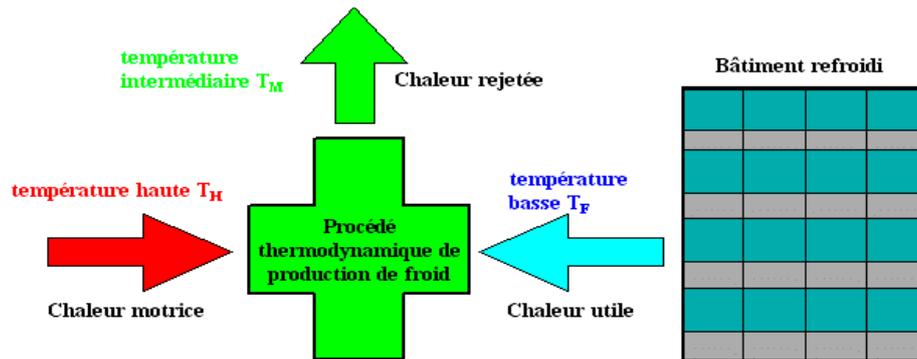


Figure 2.7: Procédé thermodynamique de refroidissement d'un bâtiment [6].

Ce procédé thermodynamique est caractérisé par une efficacité, qui dépend des températures des sources :

- La source froide, caractérisée par T_{FR} , température à laquelle le froid est produit .
- La source chaude caractérisée par T_{CH} , température de la source d'énergie motrice.
- La source intermédiaire, caractérisée par T_M , la température à laquelle s'effectue le rejet de chaleur.

Le coefficient de performance (COP) est définie comme le rapport de la chaleur utile produite par la chaleur motrice utilisée [6]. Les COP thermiques obtenus sont très en dessous des valeurs du COP de Carnot, les processus employés étant fortement irréversibles. Le Coefficient de Performance thermique (COP_{th}) caractérisant les machines trithermes ainsi que le Coefficient de Performance conventionnel (COP_{conv}) caractérisant les compresseurs sont donc définis en fonction des puissances développées, et non des températures des sources.

$$COP_{th} = \frac{P_{froid}}{P_{chaud}} \qquad COP_{conv} = \frac{P_{froid}}{P_{élec}}$$

Afin de comparer ces deux valeurs, il est nécessaire d'introduire la notion de l'énergie primaire, qui est l'ensemble des produits énergétiques non transformés, exploités directement ou importés. Ce sont principalement le pétrole brut, les schistes bitumineux, le gaz naturel, les

combustibles minéraux solides, la biomasse, le rayonnement solaire, l'énergie hydraulique, l'énergie du vent, la géothermie et l'énergie tirée de la fission de l'uranium. Le cas de l'énergie solaire est très intéressant car il y a une relative concordance des apports solaires avec les besoins de froid à l'échelle annuelle, mais également à l'échelle de la journée, la figure 1.8 illustre ces corrélations [15].

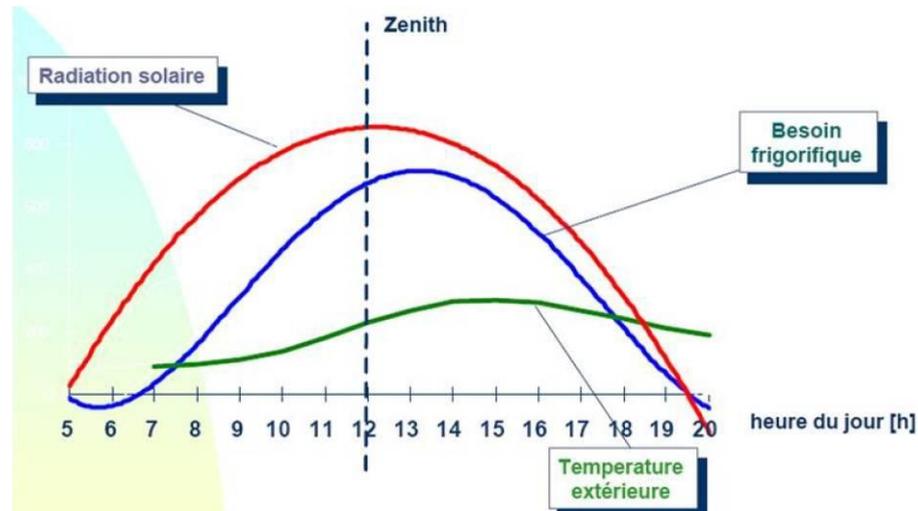


Figure 1. 8 : Corrélation entre les apports solaires et les besoins du froid durant une journée d'été [15].

1.5. Les technologies de production de froid solaire

Un système de climatisation solaire est formé d'une machine produisant le froid, d'un système solaire (composé de capteurs solaires thermiques et d'un dispositif de stockage), d'un réseau de distribution, et éventuellement d'un dispositif d'évacuation de la chaleur. Dans le paragraphe présent, nous allons d'abord présenter tous les procédés permettant de produire du froid à partir de l'énergie solaire, à savoir les systèmes à absorption, à adsorption et le dessiccant cooling. Enfin nous verrons les différentes techniques de captation de l'énergie thermique solaire.

1.5.1. Description des technologies de climatisation solaire

Plusieurs procédés sont possibles pour rafraîchir les bâtiments en utilisant l'énergie du soleil. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz. Toutes les techniques utilisées sont listées dans le tableau 1.2, en bleu les technologies actuellement en test à l'échelle réelle, et gris les technologies commercialement disponibles [6].

Tableau 1.2 : Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire [6]

Rayonnement solaire								
Procédés électriques Panneaux photovoltaïques		Procédés thermiques Panneaux solaires thermiques						
Système à compression	Système à effet peltier	Procédés thermodynamiques				Procédés thermomécaniques		
		Cycles ouverts « desiccant cooling »			Cycles fermés		Cycles Rankine /compression	Cycle à jet de vapeur
		Absorption	Adsorption		Absorption		Adsorption	
		Absorbéur à plaques	Roue desiccant	Echangeurs desiccant	Eau/Bromure de Lithium	Ammoniac/eau	Eau / gel de silice	Ammoniac / sel

1.5.1.1 Techniques basées sur l'emploi de l'électricité

Les technologies de production de froid solaire peuvent être des systèmes frigorifiques qui sont basés sur l'utilisation de l'électricité. Dans ces cas-là, l'énergie solaire est transformée en électricité grâce à des capteurs photovoltaïques puis est utilisée dans un système de climatisation classique à haute efficacité. Il existe deux systèmes :

a. Les systèmes à compression :

➤ **Machines à changement de phase** : Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques. Son principe de fonctionnement peut être décrit comme suit :

Le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe. La vapeur comprimée est refoulée ensuite vers le condenseur (supposé parfait). Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance. Le condensât obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Le mélange liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporation s'effectue en extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide voir figure 1.9. Cette description concerne le cas le plus simple, c'est-à-dire une machine ne comportant qu'un seul étage [7].

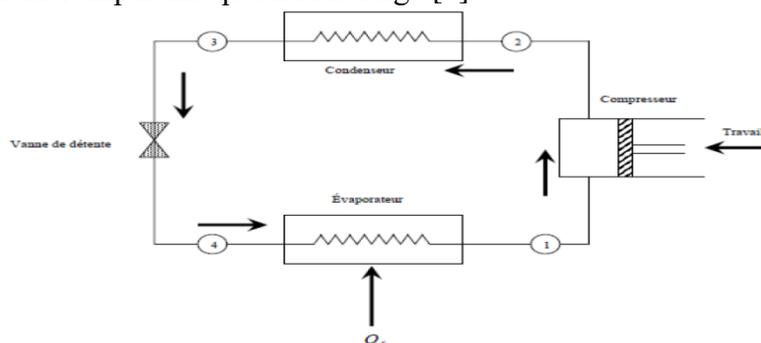


Figure 1.9 : Schéma d'une machine frigorifique à compression [7].

➤ **Machines frigorifiques à gaz** : Dans ce type de machine, on produit du froid en utilisant la chaleur d'échauffement et de refroidissement générés par la compression et la détente d'un fluide frigorigène sans aucun changement d'état, elles utilisent un cycle inverse soit de Joule ou de Stirling [7]. Le schéma de la machine est représenté, dans les figures (1.10).

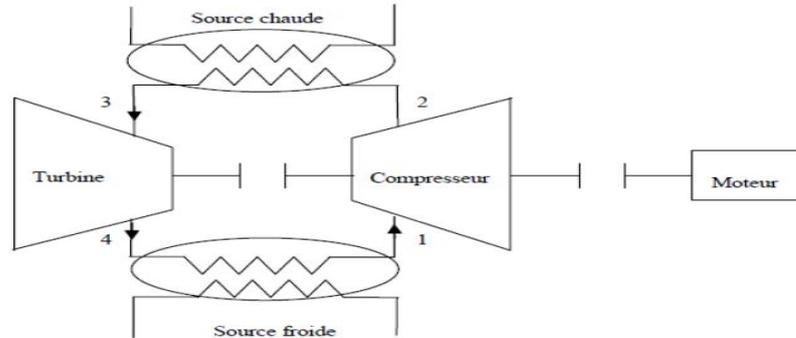


Figure 1.10 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz [8].

Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air (-200 °C). Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable [8].

b. Les systèmes à effet Peltier

Cette technique de refroidissement repose sur l'effet Peltier. Ce procédé consiste à faire passer un courant électrique dans des jonction conductrices (semi-conducteur), en créant un phénomène thermique (effet de joule). Ce qui résulte un refroidissement d'un côté des jonctions tout en faisant chauffer l'autre cotés. C'est un moyen très simple à faible rendement, utilisé dans plusieurs domaines tels que les mini réfrigérateurs. [9].

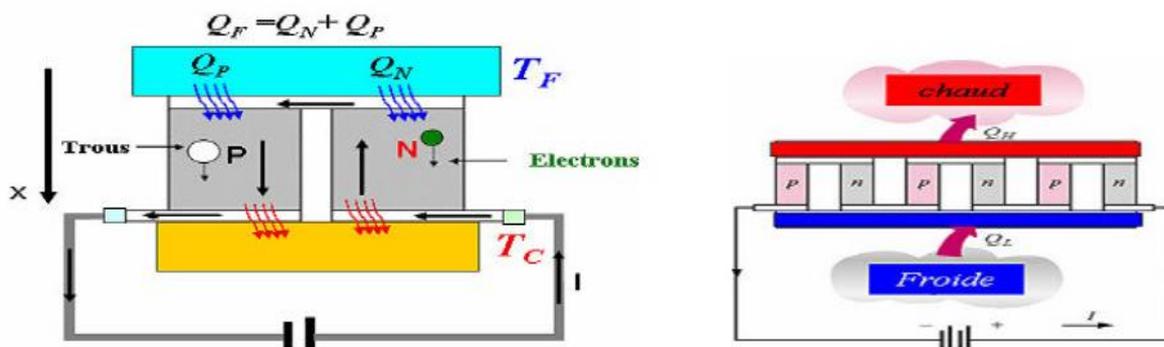


Figure 1.11: Principe d'un module Peltier [8].

Ces deux techniques sont limitées par l'emploi de capteurs photovoltaïques ayant un faible rendement nominal (environ 12%) et un coût important, ce qui ne permet pas actuellement leur développement. La puissance appelée par un compresseur nécessite une grande surface de capteurs car leur puissance spécifique est d'environ 100 à 130 W/m². De plus le stockage de l'électricité est coûteux et volumineux [6].

1.5.1.2 Techniques basées sur un processus thermomécanique

L'énergie solaire est utilisée comme source de chaleur grâce à des capteurs solaires thermiques, dans une machine produisant un travail mécanique, lequel est à son tour utilisé pour produire du froid. Citons :

a. Le cycle Rankine

La chaleur récupérée met en mouvement un fluide qui lui-même actionne une turbine produisant de l'électricité. Cette électricité peut être utilisée dans un cycle classique à compression [6]. Un moteur thermique, utilisant les capteurs et l'ambiance comme sources, entraîne une machine frigorifique à compression classique.

Une simple juxtaposition cumule les pertes des deux machines en y ajoutant des problèmes de vibration, d'étanchéité et de régulation. Il faut intégrer les machines motrice et réceptrice et réaliser le transfert d'énergie de façon simple et fiable. Les diverses voies possibles ont été expérimentées sur des prototypes de puissance moyenne. Les rendements exergétiques obtenus varient de 20 à 25% [10].

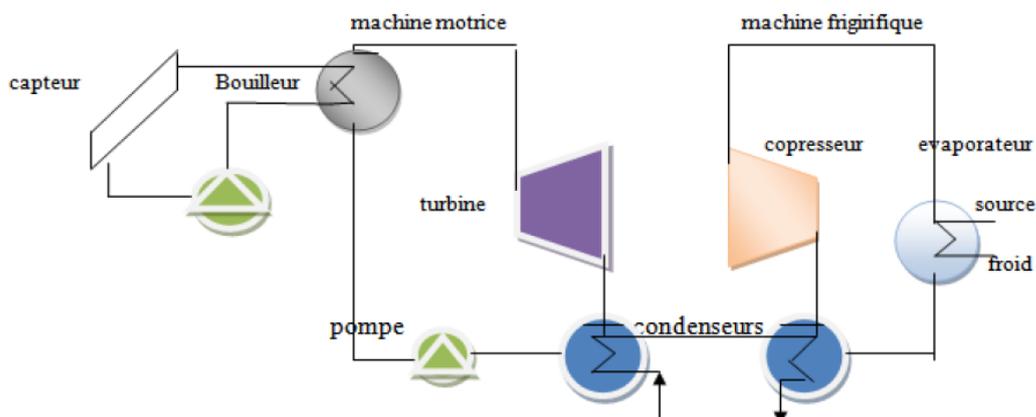


Figure 1.12 : Machine frigorifique couplée à cycle de Rankine [11].

Enfin, les machines à double cycle de Rankine peuvent fonctionner dans une très large gamme de températures en particulier, avec de la chaleur à basse température fournie par des collecteurs plans [16].

b. Le cycle à jet de vapeur

L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente. L'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte. La figure 1.13 représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus

simple à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

- 1) La « boucle frigorifique » BF parcourue par le fluide frigorigène .
- 2) La « boucle motrice » BM parcourue par le fluide moteur actif [17].

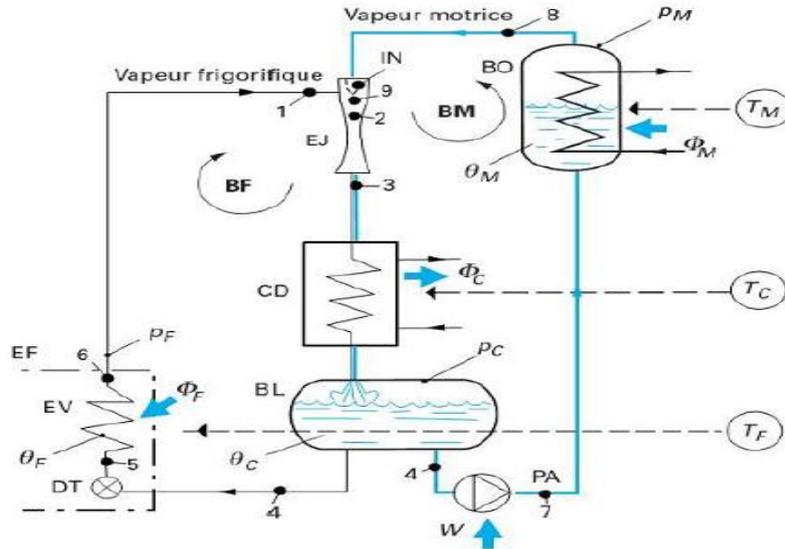
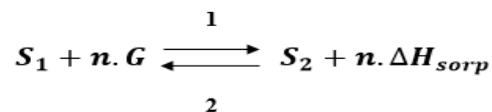


Figure 1.13 : Système à éjection [17].

Ces techniques, et notamment le cycle à jet de vapeur, en sont encore au stade de recherche pour être utilisées avec l'énergie solaire [6].

1.5.1.3 Techniques basées sur la sorption d'un gaz

La production du froid solaire par sorption utilise l'attraction physique ou chimique entre un couple de substances dans le but de produire le froid. La substance à plus faible température d'ébullition est appelée le sorbat et l'autre est appelée le sorbant. Le sorbat joue le rôle de fluide frigorigène [2]. Les procédés thermochimiques reposent sur la gestion de la thermicité d'un phénomène renversable de sorption entre un gaz G et un sorbant (liquide ou solide) S:



Dans le sens 1 : (appelé synthèse dans le cas d'une réaction chimique solide-gaz ou sorption dans le cas de l'ab- et de l'ad-sorption), le gaz G se fixe sur le sorbant S₁. Ce phénomène est exothermique et libère la quantité de chaleur de sorption ΔH_{sorp} .

Dans le sens 2 : (appelé décomposition ou désorption respectivement), le sorbant S₂ libère du gaz G. Ce phénomène endothermique nécessite l'apport de la quantité de chaleur ΔH_{sorp} .

Dans l'industrie de l'air on en distingue deux grandes familles (tableau 1.3) :

Tableau 1.3 : Tableau comparatif des installations de climatisation solaires [1].

Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert	
Cycle du réfrigérant	Cycle du réfrigérant fermé		Le réfrigérant (eau) est en contact avec l'atmosphère	
Principe	Eau glacée		Déshumidification de l'air et refroidissement évaporatif	
Phase du sorbant	Solide	Liquide	Solide	Liquide
Couples utilisés	Eau – Silica gel	Eau – Bromure de lithium Ammoniac – Eau	Eau – Silica Gel Eau – Chlorure de lithium	Eau – Chlorure de Calcium Eau – Chlorure de lithium
Technologie disponible sur le marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Système à dessiccation	Proche de l'introduction sur le marché
Gamme de puissance froid (kW froid)	50 – 430 kW	15 kW – 5 MW	20 kW – 350 kW par module	
COP nominal	0,50 – 0,70	0,60 – 0,75 (Simple effet)	0,50 – >1	> 1
Température de fonctionnement	60 – 90 °C	80 – 110 °C	45 – 95 °C	45 – 70 °C
Capteurs solaires	Tubes sous vide, capteurs plans	Tubes sous vide Capteurs plans,	capteurs à air Capteurs plans,	capteurs à air

Les cycles fermés

A. La machine à absorption

Le principe de fonctionnement d'une machine simple effet est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (désorbeur / absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant / liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice (figure 1.14).

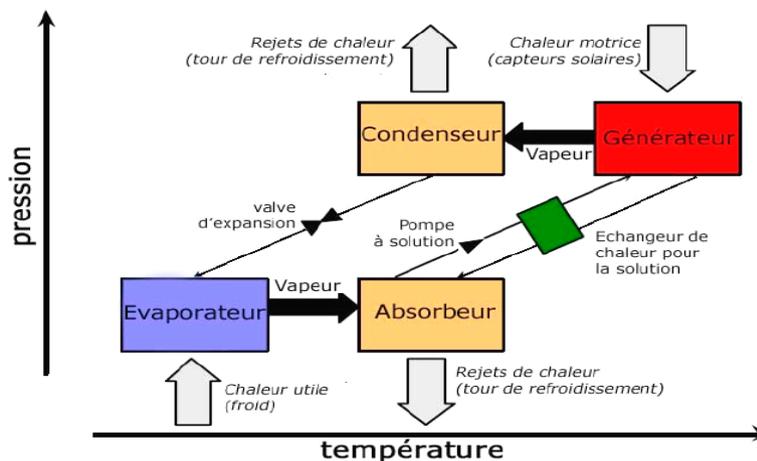


Figure 1.14 :Schéma de fonctionnement du cycle absorption à simple effet [6].

L'absorption est un phénomène exothermique, qui est défavorisée par une haute température. C'est pourquoi un dispositif (généralement une tour de refroidissement humide) est utilisé pour évacuer la chaleur générée dans l'absorbeur et dans le condenseur. Le cycle de la machine à absorption est basé sur le fait que la température d'ébullition d'un mélange est plus haute que celle d'un liquide pur [6].

Les machines à absorption simple effet sont actuellement disponibles auprès de nombreux fabricants pour différentes capacités allant de 15 kW à plusieurs centaines de kilowatts. On assiste aujourd'hui à d'importants travaux de recherche et développement se focalisant sur le développement de petites machines à absorption compatibles avec l'énergie solaire destinées in fine au marché résidentiel.

B. La machine à adsorption

Les systèmes de production du froid à sorption solide reposent sur le principe de la désorption d'un fluide par un solide approprié. Deux classes de sorbants solides sont utilisées : les adsorbants dans lesquels une adsorption purement physique se produit (sans réaction chimique) et de sels qui réagissent chimiquement avec des fluides (ammoniacates ou hydrates essentiellement).

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbeur ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié. Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la Figure 1.15 .

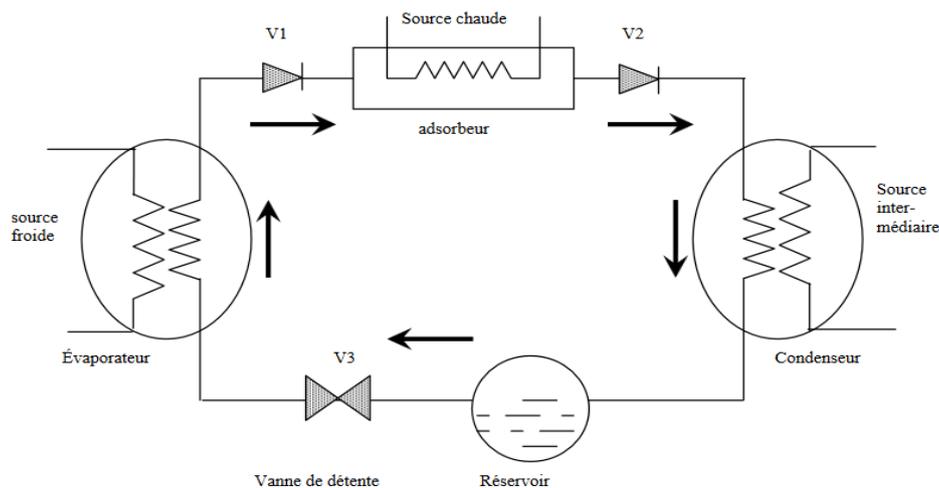


Figure 1.15 : Schéma d'une machine frigorifique à adsorption[18].

Dans une machine solaire à adsorption, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le convertisseur se présente en fait sous

l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbant doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène [18].

Le schéma le plus simple possible permettant de réaliser de façon pratique un fonctionnement intermittent est représenté par la figure (1.16).

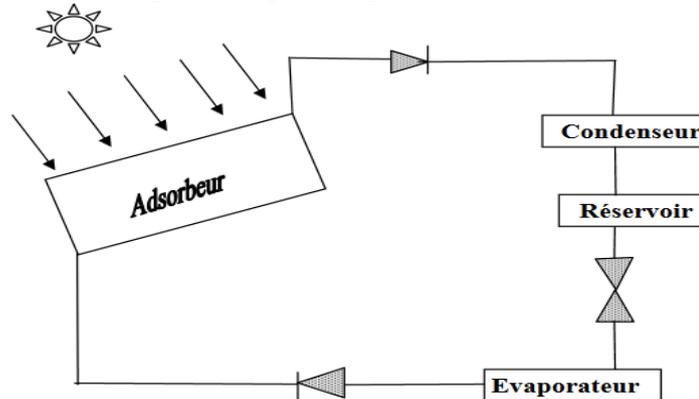


Figure 1.16 : Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [18].

Les machines à adsorption sont peu développées et concernent pour l'instant seulement des puissances importantes, à partir de 70 kW. Le COP_{th} est d'environ 0.6 [6].

Les cycles ouverts

Les systèmes à cycle ouvert sont des systèmes évaporatifs à dessiccation, ils sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA).

Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il a produit son effet refroidissant et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée, le tout dans une boucle ouverte. Un système à dessiccation est une combinaison de techniques de rafraîchissement évaporatif et de déshumidification par dessicant (solide ou liquide).

A. La dessiccation en phase liquide

C'est une nouvelle technique qui est au stade de développement, elle utilise pour la dessiccation de l'air un sorbant liquide. Pour le choix de ces liquides, la caractéristique la plus importante est le pouvoir hygroscopique [19]. Ces solutions sont pulvérisées sur un substrat afin d'être mises en contact avec le flux d'air et capturent ainsi l'humidité de ce dernier en cas d'absorption, la relâchant en cas de désorption, ou régénération.

La dessiccation liquide est souvent utilisée en association avec un cycle à compression fonctionnant à un haut régime de température (typiquement 15/18°C). Dans ce cas là, aucun

système d'humidification isenthalpe n'est utilisé, le flux d'air est déshumidifié et refroidi par la solution dessiccant. La chaleur de régénération nécessaire peut provenir de la chaleur dégagée par le compresseur au condenseur, seul ou en appoint de l'énergie solaire.

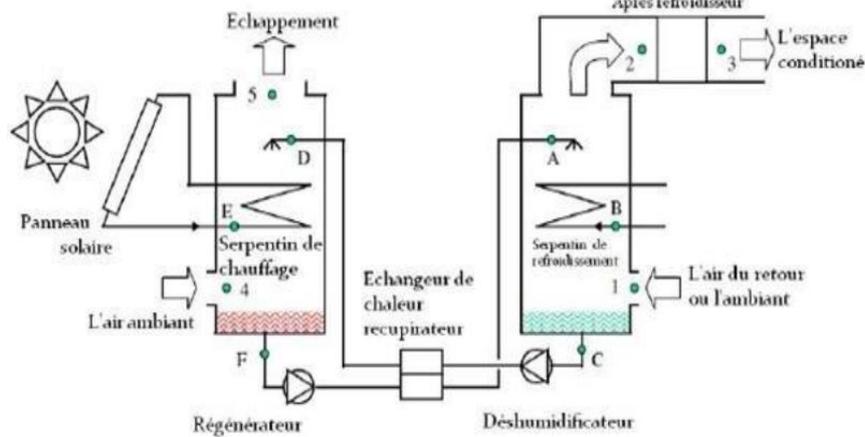


Figure 1.17 :Schéma d'un système à dessiccation liquide [20].

B. La dessiccation en phase solide

Avant de connaître le fonctionnement de système à dessiccation solide, voyons tout d'abord le phénomène d'adsorption qui permet la déshumidification nécessaire au fonctionnement du système. Nous verrons ensuite les matériaux utilisés et les dispositifs utilisés, et enfin le fonctionnement global de ce système.

B.1 Les matériaux dessiccant

Les adsorbants sont des solides avec une énorme surface interne par unité de masse. Ils ont généralement des surfaces spécifiques supérieures de 100 à 1000 m²/g. Les adsorbants attirent l'eau à cause d'un champ électrique à leur surface. Quand la totalité de la surface est couverte de molécules [20]. Les molécules d'eau se fixent dans une première couche grâce aux forces de Van der Waals entre elles et le matériau (interaction de faible intensité entre atomes, molécules ou une molécule et un cristal). Pour une teneur en eau supérieure, l'eau se fixe sur cette monocouche initiale. Enfin pour une teneur en eau forte, l'eau se fixe à l'intérieur des pores et se condense, grâce à la tension superficielle élevée dans les pores qui modifie les conditions de condensation [6].

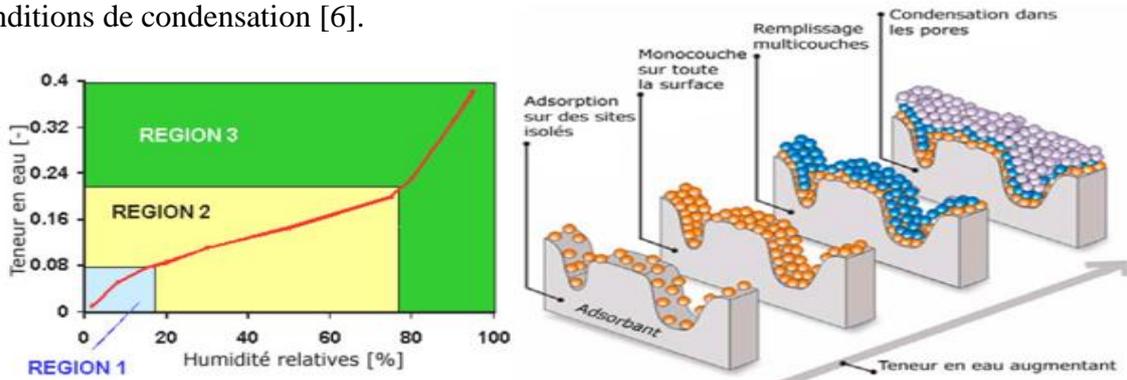


Figure 1.18 : (a) Délimitation des zones d'un isotherme (exemple)
(b) Vue schématique du phénomène d'adsorption[6].

Les matériaux dessiccant utilisés dans les opérations de conditionnement d'air les plus courants sont les suivants [20, 21] .Les charbons actifs, les zéolites, les gels de silice et les alumines activées.

- **Les charbons actifs** : Le charbon actif ou charbon activé ou charbon végétal , se présente sous la forme d'une poudre noire, légère, constituée essentiellement de matière carbonée à structure poreuse. C'est en fait, une sorte de charbon de bois. La fabrication se décompose en deux étapes : une première étape de calcination ou carbonisation, à de fortes températures, des produits constituants et une deuxième étape d'activation consistent à augmenter son pouvoir adsorbant, notamment en éliminant les goudrons qui obstruent les pores. En fonction de la taille des pores, ils peuvent également être utilisés pour le filtrage des liquides [6].

- **Les zéolites** : Les zéolites sont des alumino-silicates cristallins et poreux, résultant des enchaînements de tétraèdres de SiO_4 et AlO_4 . De nombreuses structures différentes de zéolites existent selon la manière dont sont arrangés ces tétraèdres et selon le rapport Si/Al [21].

- **Les Alumines Activées** : sont des oxydes d'aluminium très poreux obtenus par déshydratation thermique partielle de l'alumine hydratée. Les alumines activées ont la propriété d'absorber de nombreux contaminants du fait de leur très grande porosité. Cette porosité et la chimie de surface des alumines activées confèrent des propriétés catalytiques très utiles dans de nombreuses applications industrielles. Le fait qu'elles soient également hydrophiles permet leur utilisation dans les procédés de déshumidification [6] et sont couramment utilisés pour le séchage [20].

- **Le gel de silice(SiO_2)** : Les gels de silice ($\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$) sont caractérisés par une grande surface spécifique, de l'ordre de $800 \text{ m}^2/\text{g}$, et la taille de leurs pores dépend de la technique de fabrication [6]. Ils peuvent être obtenus par précipitation de silice en faisant réagir un solution de silicate de sodium avec un acide minéral (sulfurique ou chlorhydrique). Le gel obtenu est ensuite lavé, séché et activé. La structure des pores est créée par l'agglomération des particules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nanomètre. Ces gels adsorbent de préférence les molécules polaires comme l'eau et l'alcool [20,21]. Ce matériau est depuis longtemps utilisé dans les applications de déshumidification industrielle, mais aussi dans l'industrie agroalimentaire et la chimie sous forme de petits sachets de grains de gel de silice afin de conserver les aliments ou les médicaments à un faible taux d'humidité[6].

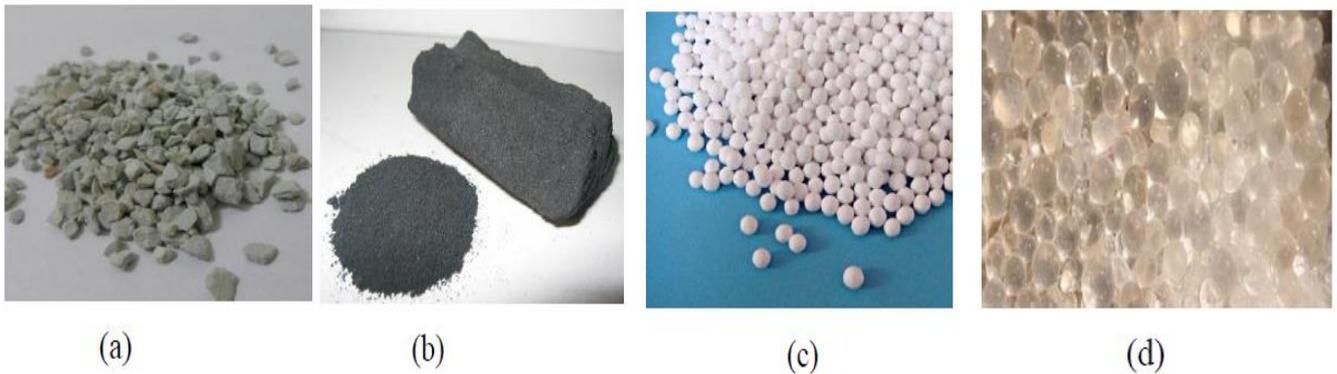


Figure 1.19 : Les matériaux dessiccants (a) Zéolithes, (b) Charbon actif, (c) Alumines Activées, (d) Gel de silice.[22].

B.2 Principe de fonctionnement

Cette technologie utilise pour la dessiccation de l'air un matériau adsorbant solide comme le gel de silice ou les zéolites. Les systèmes à dessiccation solide sont des systèmes ouverts utilisant l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air (figure 1.20).

Le dessiccant cooling est un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessiccatif), puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabaticquement dans un laveur d'air

Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du process dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessiccatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C (la chaleur solaire est utilisé à cette étape) et le COP_{th} est d'environ 0.5 [11]. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont restreints, ou pour une application de rafraîchissement simple [6].

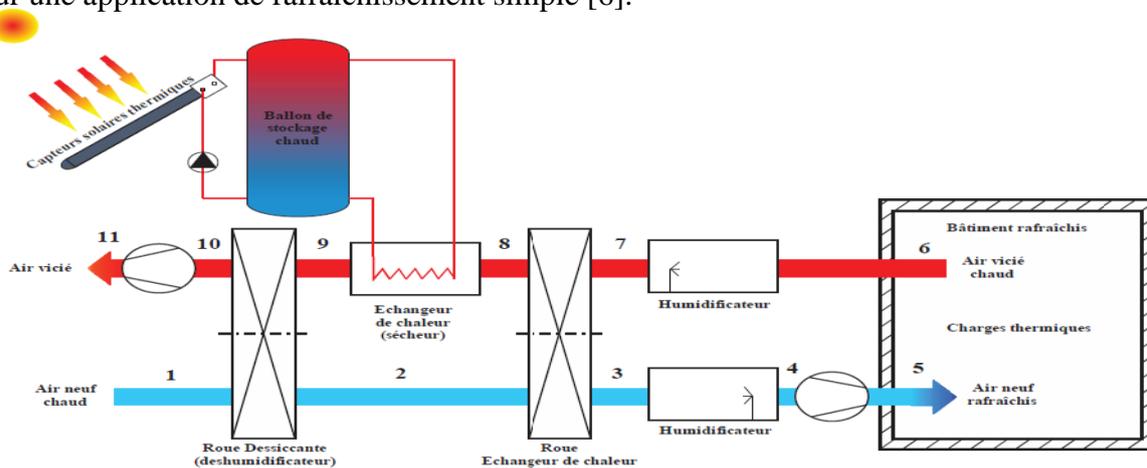


Figure 1.20 :Schéma du système à dessiccation solide [11].

B.3 Les dispositifs d'échange utilisés pour la dessiccation en phase solide

Il existe un grand nombre de technologies pour des déshumidificateurs d'air par dessiccation. Les systèmes dessiccants solides sont basés sur 4 technologies [23] :

✓ **Les tours à dessiccation :**

La déshumidification de l'air de soufflage se fait à travers une tour alors que l'air de régénération réactive le matériau de l'autre tour. Les deux tours remplies de matériau dessiccant solide (figure 1.21). fonctionnent alternativement entre l'air de soufflage et l'air de retour.

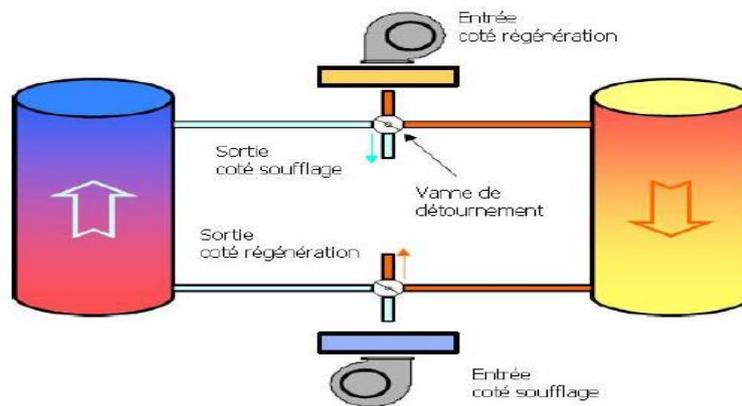


Figure 1.21 : Schéma représentant deux tours à dessiccation [23].

Elles sont utilisées pour les applications industrielles et non pour les applications de conditionnement d'air du fait de leur grande taille.

✓ **Les lits horizontaux tournants :**

Dans ce cas le matériau dessiccant est placé sur des plateaux perforés à travers lesquels l'air passe (figure 1.22) et ces plateaux sont entraînés par un moteur et tournent autour d'un axe vertical entre l'air de soufflage et l'air de retour qui est chauffé pour régénérer le matériau. L'avantage de ce système est son faible coût comparé au coût des autres systèmes , Les inconvénients sont sa difficile (sinon impossible) mise en place dans une centrale de traitement d'air et sa faible étanchéité entre les deux flux d'air.

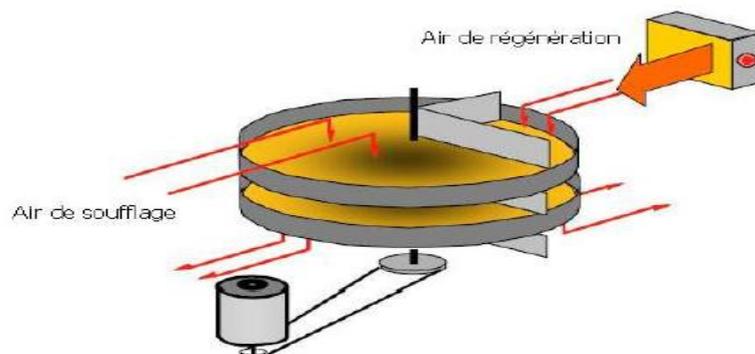


Figure 1.22 : Schéma d'un lit horizontal tournant [23].

✓ **Lit vertical multiple:**

Ce système est un compromis entre les deux systèmes précédents, le matériau dessiccant se trouvant dans un anneau cylindrique perforé qui est tourné entre l'air de soufflage et l'air de retour (figure 1.23) . Ce système est très performant et adapté aux applications à basse température de rosée mais il nécessite l'utilisation d'un système mécanique complexe et des conditions de maintenance assez strictes avec un coût relativement élevé .

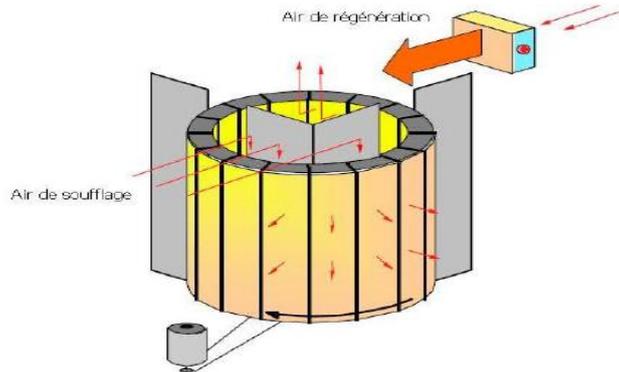
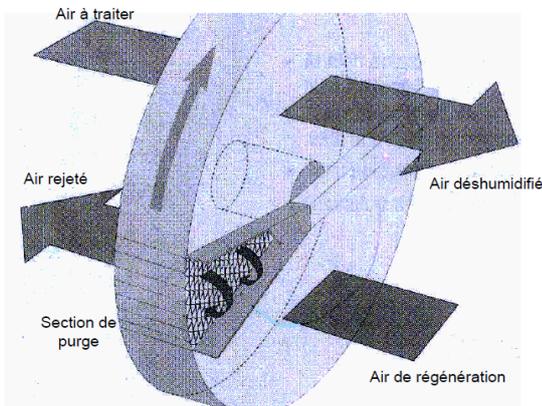


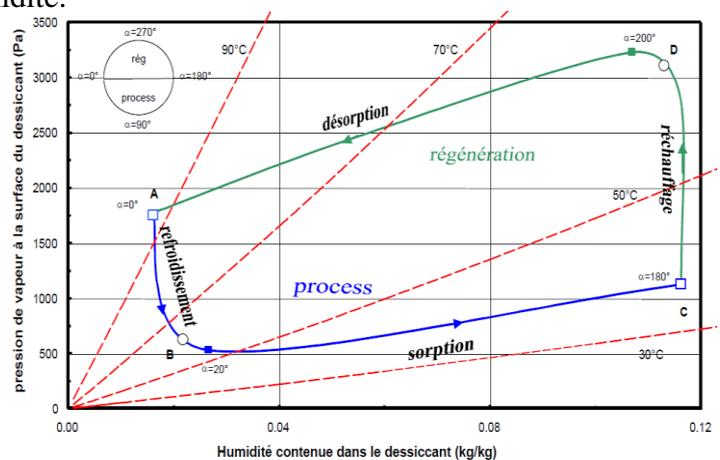
Figure 1. 23 : Schéma d'un lit vertical à dessiccation [23].

✓ **Roue de dessiccation :**

Le système de roue verticale consistant en un nid d'abeilles recouvert d'un matériau dessiccant, est la technologie la plus aboutie aujourd'hui et commercialement disponible (figure 1.24, a). Cette roue tourne lentement entre deux flux d'air opposés .L'air de process (ou l'air de soufflage) s'écoule entre les cannelures de la roue et le matériau dessiccant se charge d'humidité. En absorbant l'humidité, le matériau devient saturé et la pression de vapeur à sa surface augmente.il passe alors dans la section de régénération où il est échauffé grâce à l'air de régénération. Après la réactivation, le matériau est refroidi par le flux d'air du process pour qu'il puisse de nouveau absorber de l'humidité.



a



b

Figure 1. 24: Schéma d'une roue verticale à dessiccation et l'évolution de la pression de vapeur à la surface de la roue en fonction de l'angle de la roue [24].

La Figure 1.24 ,b représente l'évolution de la teneur en eau et de la pression de vapeur en eau à la surface du dessiccant en fonction des positions angulaires de la roue. Les lignes en traits tirés représentent les isothermes pour différentes températures. Ces courbes sont tracées pour des conditions d'entrée de l'air de 31°C et 10 g/kg côté process et 95°C et 10,8 g/kg côté régénération.

La vitesse de rotation d'une roue est faible, comprise entre 10 et 20 tours par heure. Les dimensions des roues présentes sur le marché permettent de traiter des débits volumiques d'air allant de 100 m³/h à 100 000 m³/h. La roue à dessiccation ne réduit pas l'enthalpie de l'air mais elle transforme la charge latente (humidité) en une charge sensible (température).

L'objectif final de l'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid est toujours de limiter l'utilisation d'une climatisation classique réputée pour ses impacts négatifs sur l'environnement .

1.6. Capteur solaire

Nous avons utilisés les capteurs plan dans ce travail car ils sont les plus adaptés pour produire de la chaleur grâce à l'énergie solaire à des niveaux de température faible, c'est à-dire jusqu'à 100-120°C .

La figure 1.25 montre un capteur plan typique. Quand l'énergie solaire passe à travers la couverture transparente et entre en contact avec la surface noire de l'absorbeur, une grande partie est absorbée et transférée au fluide circulant dans les tubes vers le ballon de stockage ou vers d'autres utilisations. La partie arrière de l'absorbeur est généralement constituée d'une couche isolante qui réduit les pertes par conduction. Les tubes peuvent être soudés à la plaque absorbante ou ils peuvent faire partie intégrale de la plaque. A leurs extrémités, ils sont connectés à des tubes capteurs de diamètre supérieur.

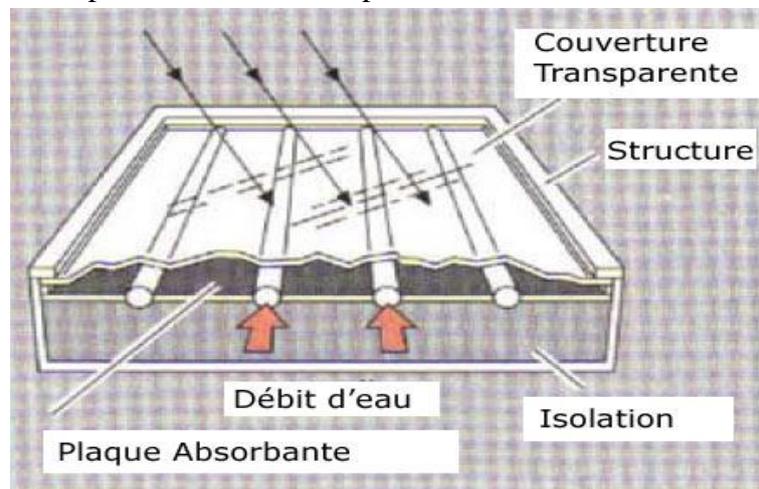
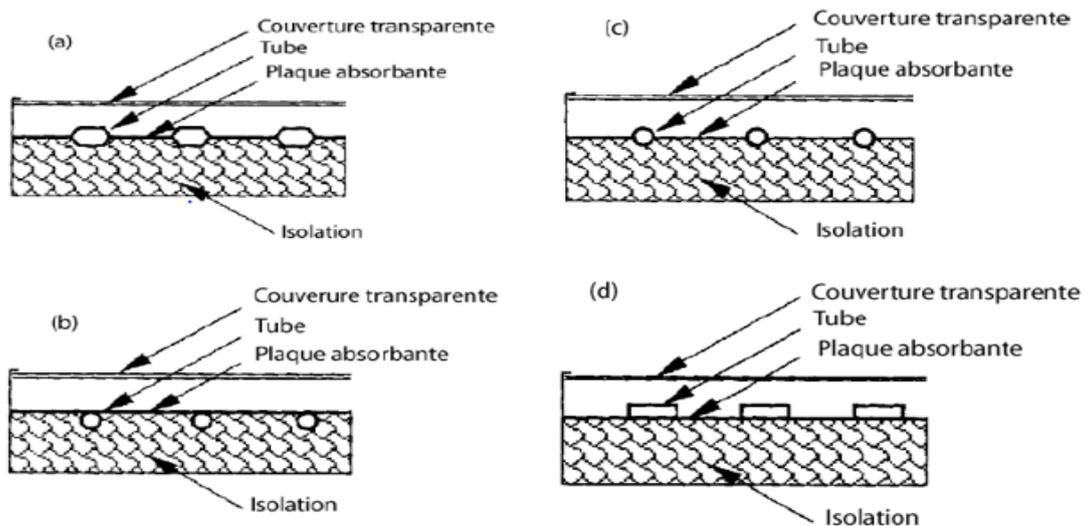
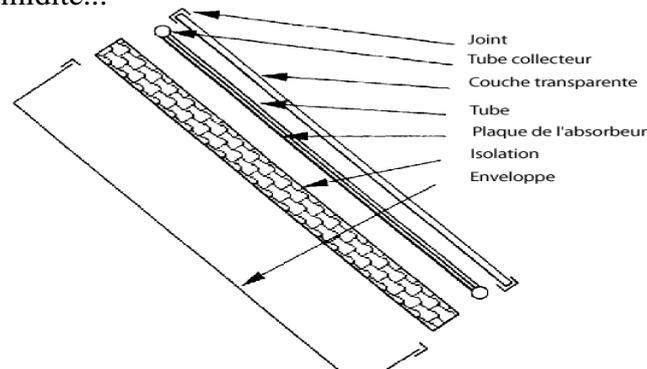


Figure 1.25 : Vue générale d'un capteur plan à eau [26]

Les capteurs plans sont généralement fixes et n'ont pas besoin de suivre la position du soleil. Ils doivent être orienté vers l'équateur, vers le Sud dans l'hémisphère Nord et vers le Nord dans l'hémisphère Sud. La position optimale d'inclinaison du capteur est égale à la latitude avec des variations de ± 10 à 15 degrés selon l'application [26].

Les composants d'un capteur plan sont les suivantes (figure 1.26) :

- Vitrage : une ou plusieurs couches de verre ou d'un autre matériau diathermique (transmetteur de la chaleur rayonnante).
- Tubes, ailettes ou canaux : ils conduisent le fluide vers la sortie du capteur.
- Absorbant auquel les tubes, ailettes ou les canaux sont attachés.
- Tuyau collecteur pour collecter ou distribuer le fluide de transfert.
- Isolation pour minimiser les pertes de chaleur par l'arrière du capteur.
- Enveloppe pour englober toutes les composants précédentes et les protéger de la poussière, de l'humidité...



- ✓ La figure 1.27 montre certain nombre d'absorbenters à eau qui sont largement utilisés.
- ✓ La figure (1.27.a) montre une plaque dans laquelle les tubes sont intégrés pour assurer

une bonne conduction thermique entre le métal et le fluide.

✓ Dans les figures (1.27.b) et (1.27.c), les tubes sont soudés, brasés ou autrement connectés à la plaque. Généralement on préfère utiliser des tubes en cuivre parce qu'ils ont une grande résistance à la corrosion. Le ciment thermique, les colliers, les brides et les câbles tordus ont été essayés dans le but de trouver des méthodes de connexion peu coûteuses.

✓ La figure (1.27.d) montre des tuyaux rectangulaires utilisés pour augmenter la surface de contact entre le tuyau et la plaque.

1.7. Etat de l'art sur la technologie de refroidissement par dessiccation solide

L'origine de cycle ouvert est décrit pour la première fois par Carl Munters (1922) utilisant l'air ambiant à la place du gaz d'hydrogène inerte dans les anciennes unités de réfrigération de Platen-Munters [28].

La roue dessiccatrice au gel de silice fut inventée en 1933 par Miller Fonda [29] et en 1935 Hausen, a utilisé des matériaux dessiccants solides qui étaient régénérés périodiquement pour déshumidifier l'air dans les processus de climatisation. Les équipements à base de matériaux dessiccants ont été largement utilisés pour des applications industrielles depuis les années 1930 et commerciales depuis les années 1980 [30].

Des études de simulation et des travaux expérimentaux ont été effectués pour évaluer le potentiel de refroidissement des systèmes fonctionnant avec une roue de dessiccation. Cette roue, étant l'organe le plus important et le plus complexe, a été modélisée moyennant plusieurs approches dans un objectif de calcul de ses performances.

Voyons maintenant quelques études concernant les études expérimentales et de simulation, qui ont été menés sur les systèmes de refroidissement solaire par dessiccation tout entier., on s'intéresse surtout aux systèmes qui sont couplés à l'énergie solaire. Ensuite, on passera en revue les études proposées pour modéliser la roue de dessiccation.

1.7.1. Mondiale

NELSON et al. (1978) [31]: ont étudié la faisabilité des cycles de ventilation et de recirculation couplés à l'énergie solaire. Des simulations saisonnières sur Trnsys pour les conditions de Miami ont montré que les besoins en énergie d'appoint sont de moitié pour le cycle de ventilation. Un coefficient de performance saisonnier de 0,75 a été obtenu.

JURINAK (1982) [32] : a aussi étudié la performance saisonnière de ces deux cycles pour trois villes américaines : Miami, Fort Worth et Washington D.C. La roue dessicante utilisée contenait du Silica gel et la température de régénération utilisée variait aux alentours de 95°C. Il a déduit que la performance de ces cycles peut être améliorée si une partie de l'air de retour est by-passée autour du régénérateur et de la roue dessicante (à peu près 20%). De plus, il a comparé la consommation des deux systèmes en énergie primaire par rapport à celle d'un cycle mécano-frigorifique classique. En utilisant une surface de 40 m² de capteurs solaires à air, la consommation de ces systèmes est de 30% à 40% celle d'un système conventionnel.

JOUDI et al. (2001) [33] : ont étudié la performance annuelle d'un système dessicant de Pennington assisté par le solaire et utilisant du silica gel. Ce système est installé dans une maison individuelle de deux étages à Bagdad. Il est utilisé en hiver pour le chauffage et en été pour le rafraîchissement. L'installation solaire comprenait de capteurs à air et des blocs de béton pour le stockage de chaleur. Leur étude a montré que le paramètre le plus important dans le fonctionnement de l'installation solaire était la surface des capteurs solaires. Le débit d'air avait peu d'importance. Quant à l'installation dessicante, sa performance dépendait de l'efficacité de l'échangeur rotatif, des humidificateurs et de la température de régénération. La performance de la roue dessicante avait peu d'influence sur le système.

1.7.2. En Europe

En Europe, plusieurs études sur les systèmes dessicants et leur faisabilité ont été menées.

DITTMAR (1997) [34] : a étudié la faisabilité du cycle de Pennington assisté par le solaire pour deux villes : Gothenburg (Suède) et Würzburg (Allemagne). Le système est couplé à un bâtiment de 3 étages de 200 m² chacun. Les simulations annuelles effectuées sous Trnsys, ont montré que selon la localité, 65 à 85% des besoins de rafraîchissement peuvent être fournis par l'utilisation de l'humidification directe et indirecte. Pendant l'année, le mode dessicant est utilisé entre 10 et 20% du temps. Les calculs ont montré que pour avoir un taux de couverture solaire de 0,75, il faut 7 à 10 m² de capteurs solaires par 100m² de bâtiment et un volume de stockage de 75l par m² de capteur solaire (7 pour Gothenburg).

LINDHOLM (2000) [35] : a étudié la faisabilité des systèmes évaporatifs et dessicants (cycle de Pennington) pour différentes villes Suédoises. Ce qui est intéressant dans son travail c'est la méthodologie qu'il a développée et qui est basée sur le principe de la ligne limite, principe utilisé dans cette thèse et qui prend en considération l'interaction bâtiment – système - climat.

MAVROUDAKI et al. (2002)[36] et **HALLIDAY et al. (2002) [37]** : ont mené indépendamment deux études de faisabilité du cycle de Pennington couplé à l'énergie solaire pour différentes cités de l'Europe de Sud et pour le Royaume Uni. Leurs conclusions étaient concordantes, ils ont montré que des réductions en consommation d'énergie primaire peuvent être obtenues pour toutes les conditions climatiques. Cependant ces réductions sont assez limitées pour les régions humides qui nécessitent une température de régénération élevée.

Dans le cadre de la tâche 25 (Solar Heating and Cooling Program) de l'Agence Internationale de l'Energie (IEA), on a recensé une quinzaine d'installations dessiccantes solaires en Europe. La plupart de ces installations sont démonstratives et ont été faites pour la recherche.

MENDES et al. (2003)[38] : A Lisbonne au Portugal, une installation dessiccante est installée depuis 1999 dans les locaux du département des énergies renouvelables à l'INETI. Elle a une capacité de froid de 35 kW et utilise 51 m² de capteurs à concentration stationnaires. Elle utilise le Chlorure de Lithium comme matériau dessiccant. Ils ont suivi l'installation pour trois années et ont proposé des améliorations pour augmenter son efficacité du point de vue énergétique. En fait, initialement l'installation dessiccante comprenait au lieu de l'humidificateur direct (celui coté de l'air de soufflage) une pompe à chaleur dont le condenseur était placé à l'entrée de la roue dessiccante côté régénération. Comme le climat local est humide (l'humidité absolue dépasse 14g/kg air sec), un tel système a été proposé pour éviter des problèmes d'humidité relative à l'intérieur du local. Côté confort les conditions du local sont très satisfaisantes, cependant côté performance énergétique, l'efficacité des capteurs est assez basse ainsi que le taux de couverture solaire (aux alentours de 25%). Ceci est dû au fait que la plupart de l'énergie de régénération est procurée par le condenseur de la pompe à chaleur obligeant ainsi l'installation solaire à fonctionner en mode de stockage ce qui augmente la température du ballon de stockage ainsi que la température du fluide entrant les capteurs. Comme solution à ce problème, un humidificateur direct a été proposé en série avec la pompe à chaleur. Son utilisation réduit le temps d'utilisation de cette dernière mais induit une humidité relative dans le local dépassant 60%.

HENNING et al (2004) [39] : ont publié une étude comparative portant sur les trois technologies actuellement disponibles (absorption, adsorption et dessiccant cooling). Ces systèmes sont appliqués à un bâtiment de bureaux d'une surface de 400 m², avec la façade sud vitrée à 60%. Le bâtiment est climatisé à une température de consigne prédéfinie. Sans système solaire aucune technologie ne permet d'économiser de l'énergie primaire. De manière générale, il est à noter que le dessiccant cooling conduit à une plus faible économie d'énergie

que les autres technologies, mais le prix du kWh épargné est plus élevé, du fait des couts d'investissement plus faibles.

T. Vitte et al (2005) [40] : Ils ont travaillé sur le rafraîchissement solaire d'un bâtiment basse énergie (Mâcon, France). Le système étudié est composé d'une roue dessicatrice, un échangeur air-eau alimenté par capteurs solaires, un échangeur rotatif et deux humidificateurs adiabatiques. L'installation a été dimensionnée avec 10 m² de capteurs solaires sous vide, un taux de renouvellement d'air de 4 vol/h en fonctionnement et de 0,5 vol/h lorsque la température de régénération est inférieure à 50°C.

Le modèle adopté par l'auteur pour prédire le comportement de la roue dessicatrice est basé sur une analogie avec un échangeur de chaleur sensible de type rotatif. Les paramètres utilisés sont ceux fournies par le constructeur . L'algorithme du modèle a été traduit en FORTRAN pour en faire un type utilisable sous TRNSYS. La validation du modèle a été faite à partir des données expérimentales. Les résultats présentés pour une journée type, montrent qu'un système de rafraîchissement de ce type permet de réduire la température pour un bâtiment de construction classique et qu'une bonne conception d'un bâtiment basse énergie rend inutile l'utilisation d'un système de rafraîchissement actif.

1.7.3. En Algérie

L'utilisation du refroidissement par dessiccation en Algérie ne dépasse pas les études théoriques :

Merabti et al. (2014) [41] : ont mené une étude de simulation d'un système de refroidissement évaporatif à dessiccation à énergie solaire, permettant de réduire la consommation d'énergie dans le domaine du rafraîchissement de l'air.

- Les résultats montrent que le système peut contrôler l'humidité et donc fournir des conditions de confort acceptables, confirmant qu'il est bien adapté aux zones côtières du pays.

Hatraf et al. (2015) [42] : ont réalisé une étude pour montrer l'influence de différents paramètres comme le taux de déshumidification, la température de génération l'efficacité de l'échangeur rotatif et de l'humidificateur sur les performances d'un système à dessiccation solide en utilisant le logiciel TRNSYS.

- Les résultats montrent que le système peut être une alternative prometteuse aux systèmes de climatisation conventionnels pour les climats à forte charge latente. Les résultats ont montré également qu'un tel système a prouvé son efficacité pour diminuer la zone d'inconfort en réduisant la teneur en eau dans l'air.

Bennoui et al.(2015) [43] :ont étudié et évalué les avantages économiques et environnementaux que procure l'intégration des solutions de conditionnement d'air solaire dans les bâtiments algériens. Deux systèmes de climatisations solaires ont été étudiés, le système de refroidissement solaire par absorption et le système de refroidissement solaire par dessiccation. L'étude a été réalisée sous trois climats différents du territoire algérien ; chaud et humide, chaud et modéré et chaud et sec. Pour la compatibilité climatique,

- les résultats ont montré que les systèmes à dessiccation sont plus efficaces sous des climats secs en prenant en considération la consommation d'énergie, alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification sous les climats humides.

Labeled et al.(2015) [44] :ont étudié la faisabilité des systèmes de refroidissement par dessiccation solaire dans le sud de l'Algérie. Une étude expérimentale a été menée sur des capteurs plans pour estimer la chaleur fournie dans le but de l'utiliser pour les applications de refroidissement par dessiccation solide.

- Les résultats de l'étude montrent que, la température atteinte par les capteurs dans une large bande de débit d'air peut satisfaire les besoins en énergie pour la régénération de la roue dessiccante.

1.7.4. Etat de l'art sur la modélisation de la roue de dessiccation

Pour le but d'évaluer les performances des roues de dessiccation Une grande variété de méthodes a été développée pour permettre de simuler le fonctionnement des roues à dessiccation.

1.7.4.1. Les modèles empiriques

BEHNE (1997) [45] et LINDHOLM (2000) [46] : Des modèles empiriques ont été proposés par BEHNE [70] et LINDHOLM [71] à partir des données du constructeur MUNTERS. Leurs modèles permettent d'estimer les performances pour différentes conditions de température et d'humidité en entrée de roue côté process et côté régénération. Le modèle donne de très bons résultats quand il reste dans le domaine où la corrélation a été établie. Néanmoins Il ne reste validé que pour la roue qui a fait l'objet de l'étude.

BECCALI et al.(2003) [47] : ont développé une corrélation sur un grand nombre de données expérimentales pour trois types d'adsorbant. A savoir le type I (Silica Gel microporeux), type II, (LicL) et type III (Silica Gel macroporeux).

- L'analyse des données expérimentales a montré que l'humidité relative et l'enthalpie peuvent être écrites à partir de corrélations linéaires.

NIA et al.(2006) [48] : ont proposé une corrélation pour la température de sortie de la roue à dessiccation en fonction des conditions d'air à l'entrée et les caractéristiques de la roue. Ils ont comparé leurs résultats avec la simulation sans trouver une grande différence.

Le problème des modèles empiriques réside dans leur très faible polyvalence. A partir du moment où les équations sont calées sur des roues ou sur un constructeur particuliers, les résultats, mêmes s'ils peuvent être très bons pour les roues sur lesquels ils ont été validés sont souvent inadéquats pour d'autres types de roues. Les modèles analytiques, par contre, peuvent être résolus par discrétisation des équations caractérisant les phénomènes physiques (différences finies, éléments finis...) ou par un calcul analytique quand cela est possible. Ils permettent à partir de la géométrie d'une roue et des caractéristiques physiques de l'adsorbant et de corrélations judicieusement choisies, de prévoir un point de fonctionnement.

1.7.4.2. Les modèles analytiques

BARLOW (1982) [49] : a résolu les équations différentielles des roues à dessiccation d'une manière heuristique. La roue a été discrétisée dans la direction axiale conformément aux méthodes numériques traditionnelles. Chaque noeud axial a été traité comme un système à contre-courant entre l'air et l'« écoulement » de la matrice lesquels échangent chaleur et masse. La solution d'efficacité pour l'échangeur à contre-courant est utilisée dans chaque noeud pour calculer un transfert de masse isotherme puis calculer le transfert de chaleur.

SCHULTZ et MITCHELL (1989) [50] : ont montré que le modèle de BARLOW donne des résultats proches d'un modèle aux différences finies bien qu'il néglige le couplage local des transferts de masse et de chaleur qui se produisent dans le dessiccant. Par ailleurs, le modèle de BARLOW s'avère plus long en temps de calcul qu'un modèle aux différences finies.

1.7.4.3. Les modèles par analogie

Ces méthodes consistent à transformer un système d'équations représentant le problème traité en système que l'on sait résoudre [51]. Les équations décrivant chacune des nouvelles variables sont analogues aux équations de transfert de chaleur dans un échangeur rotatif non hygroscopique dont les solutions peuvent être facilement calculées à partir de la solution de [52] :

P. STABAT (2008) [53] : a développé un modèle polyvalent appelé FINUT. Il prend en considération le fonctionnement à débit d'air variable, à différentes conditions de l'air en entrée et à différentes températures de régénération. Basé sur la méthode par analogie avec un échangeur de chaleur sensible de type rotatif. L'enthalpie et l'humidité de l'air de la matrice sont remplacées par deux variables indépendantes appelées potentiels caractéristiques. Ce

modèle surpasse les autres en ce qui concerne la rapidité, la polyvalence, et la facilité de paramétrage. Sa précision est également satisfaisante.

1.8. Réglementation thermique

La réglementation thermique est un ensemble de règles à appliquer dans le domaine de la construction afin d'augmenter le confort des occupants tout en réduisant la consommation énergétique des bâtiments.

1.8.1. Réglementation thermique Algérienne

La réglementation algérienne s'inspire en grande partie de la réglementation française, par contre les méthodes de calcul utilisées sont plus simples, elle autorise, tout du moins dans certaines limites, le calcul informatisé des besoins de chauffage et de climatisation.

Dans les années 1990, l'Algérie avait développé plusieurs dispositifs réglementaires quant à l'efficacité énergétique dans l'habitat. Suite à une réflexion sur la consommation des logements neufs initiée en 1995, le ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme met en place des documents techniques réglementaires (DTR) en 1997. Ceux-ci déterminent notamment les valeurs de référence relatives aux déperditions et aux apports calorifiques des bâtiments neufs à usage d'habitation et tertiaire, les méthodes de calcul des déperditions et des apports calorifiques pour les différentes zones climatiques. [55]

Le Centre Nationale d'Etudes et de Recherches Intégrées des bâtiments (CNERIB) a édité trois documents techniques réglementaires à l'usage des professionnels du bâtiment (DTR) qui contiennent des informations techniques nécessaires à la conception, le calcul, et l'exécution des ouvrages avec différents matériaux. Ces documents techniques réglementaires sont : Le **DTR C 3-2** : qui établit les règles de calcul des déperditions calorifiques pour les bâtiments à usage d'habitation. L'exigence réglementaire sur laquelle s'appuie ce DTR consiste à limiter les déperditions calorifiques des logements en fixant un seuil à ne pas dépasser (appelé déperditions de référence). Le respect de ce seuil devrait permettre une économie de 20 à 30% sur la consommation d'énergie pour le chauffage des logements, sans pour autant se réaliser au détriment du confort des utilisateurs. Les méthodes de calculs présentées dans ce DTR sont des méthodes simples, testées par ailleurs, suffisantes en principe pour trouver des solutions techniques admissibles.

Le **DTR C 3-4** : qui fixe les méthodes de calcul des apports calorifiques des bâtiments et celles de vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été des bâtiments.

Le **DTR C 3-31** : relatif à la ventilation naturelle des locaux à usage d'habitation répond

au souci de l'efficacité énergétique . Ce DTR permet de définir les principes généraux qui réglementent la conception des installations de ventilation naturelle et de fournir les méthodes de calcul nécessaires pour les dimensionner. Néanmoins, ce dernier ne traite pas des conduits de fumée d'évacuation des produits de combustion des appareils à gaz, ni des systèmes de désenfumage (évacuation des fumées en cas d'incendie). [56]

Parmi ces DTR nous allons consulter le C3-4 pour déterminer le besoin en climatisation .On trouve les méthodes de calculs dans le DTR3-4 [57].

1.9. Problématique et Objectif des travaux

Dans le cadre de la vision de protection de l'environnement, de développement durable et de réduction de la dérive de consommation d'énergie due à la climatisation, les moyens d'action sont nombreux, notamment l'amélioration de la conception architecturale et l'utilisation de systèmes de refroidissement passifs ou basse consommation.

Le concept de refroidissement par dessiccation solide , un système de refroidissement économe en énergie, s'avère extrêmement bénéfique pour maintenir le confort à l'intérieur des bâtiments. Outre l'énergie solaire, le système est une alternative fiable et éprouvée car son fonctionnement nécessiterait une quantité relativement faible d'énergie électrique pour faire fonctionner les ventilateurs et les pompes de circulation. Ces systèmes permettent de s'affranchir de l'utilisation des compresseurs frigorifiques et des fluides frigorigènes, ils peuvent donc représenter une alternative prometteuse.

L'objectif de notre travail est faire une étude et simulation d'une centrale de production de froid par dessiccation solide couplée à un champ de capteurs solaires plans . Nous procédons au cours de notre étude à une modélisation des différents sous-systèmes et une modélisation du système complet dans le but d'une évaluation de la température du local. L'acquisition et traitement des données climatiques de Bou Ismail - Tipaza (Éclairement , Température, Humidité). Après nous avons procédé une simulation du système, et enfin la validation des résultats de la simulation .

1.10. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les méthodes de climatisation solaire. Le principe est d'utiliser l'énergie solaire pour produire du froid afin d'éviter l'emploi de climatiseurs traditionnels consommant de l'électricité. Il est important de noter que des mesures passives doivent être entreprises dans le bâtiment afin de limiter les besoins en refroidissement avant de considérer l'emploi de techniques actives de climatisation solaire. Parmi ces dernières, trois technologies sont disponibles commercialement, à savoir l'absorption, l'adsorption et le

desiccant cooling. Les études comparatives de la littérature montrent que les technologies de froid solaire permettent d'économiser de l'énergie primaire et de réduire les rejets de CO₂.

Nous avons présenté également l'état de l'art des systèmes de refroidissement solaire à dessiccation que les développements en cours exploitent différentes configurations bien que le cycle de Pennington reste le plus répandu. Plusieurs études sur la faisabilité et la performance de ce cycle couplé au solaire ont été mentionnées. Le phénomène d'adsorption des matériaux dessiccants a été traité pour faire le choix du Silica gel dans la suite des travaux.

Ce travail de thèse porte sur la troisième technologie de climatisation solaire, le desiccant cooling, ou dessiccation solide en cycle ouvert . Dans le prochain chapitre, on détaillera la modélisation des composants de l'installation à dessiccation solaire ainsi que ceux de l'installation solaire destinée à alimenter le système en énergie thermique.

Chapitre 02 : Modélisation

2.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté les différents systèmes de production du froid, nous avons également mentionné l'état de l'art de système de refroidissement par dessiccation solide à énergie solaire .

Notre objectif dans ce chapitre est d'étudier le fonctionnement global du centrale de traitement d'air pour refroidir un local. Pour cela il est donc nécessaire de faire une combinaison de quatre parties : la météo, la centrale de traitement d'air, la boucle solaire et les conditions souhaitées au local. Comme la météo est un phénomène complexe , il n'est pas approprié de modéliser ici. nous allons utiliser les données climatiques obtenues à partir de l'UDES et pour le local, nous allons le supposer à des conditions de confort.

Dans la suite de ce chapitre , nous présentera en détails le modèle qui sera utilisé . Les autres composants de l'installation dessiccante (figure 2.1), notamment l'humidificateur, l'échangeur rotatif, le ventilateur et la batterie de régénération ainsi que ceux de l'installation solaire comprenant les capteurs solaires et le ballon de stockage, sont aussi modélisées. Tous les modèles seront enfin regroupés dans un environnement de simulation.

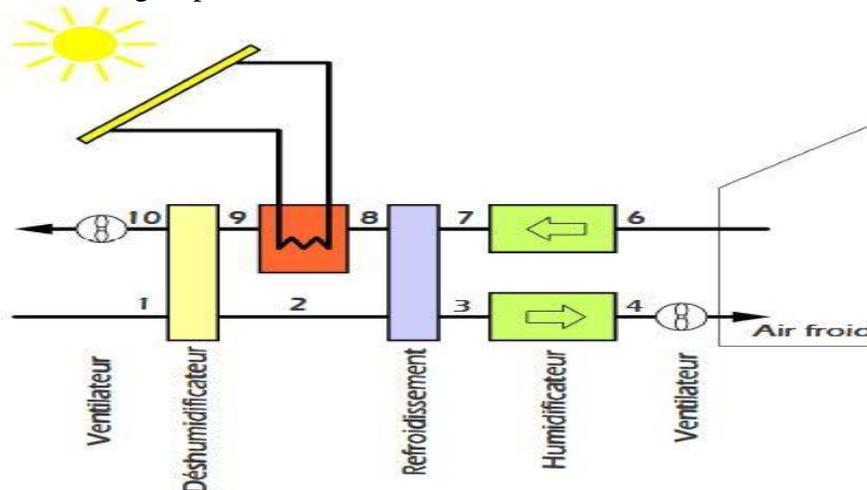


Figure 2.1 : Le cycle à dessiccation solide à énergie solaire [61] .

Le composant le plus important pour le fonctionnement de la centrale c'est bien la roue à dessiccation, elle est modélisée après analyse des différentes approches utilisées pour étudier les phénomènes de transfert de masse et de chaleur dans celle-ci. pour cela, nous allons commencer la modélisation par cette dernière.

2.2 Modélisation du système à dessiccation

L'objectif dans ce qui suit est d'étudier le fonctionnement de la centrale de dessiccation solaire mise en fonctionnement pour rafraîchir un local. Nous procédons dans un premier lieu à la modélisation du système à dessiccation :

2.2.1. Modélisation de la roue à dessiccation

Le composant étudié est la roue à dessiccation. L'objet de cette modélisation est d'obtenir les conditions d'air (température T_{aps} et humidité spécifique w_{aps}) moyennes de sortie de la roue à partir de :

- ✓ Les conditions d'air en entrée de la roue (T_{ape} , w_{ape}) définies par le fichier météo.
- ✓ Les caractéristiques de la roue utilisée (profondeur, diamètre, vitesse de rotation...);
- ✓ Les conditions d'air en entrée de la partie régénération (T_{are} , w_{are}) issue du modèle de la batterie de régénération.
- ✓ Le débit d'air de process et de régénération (\dot{m}_{ap} et \dot{m}_{ar}).

La roue à dessiccation est modélisée à partir des équations de bilan thermique et massique dans un petit élément de volume de la roue dans un secteur angulaire $d\alpha$ de la roue pour un régime supposé établi. Un canal élémentaire de longueur L est représenté (Figure 2.2). Les hypothèses considérées sont les suivantes [53]:

1. La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale (z) (direction de l'écoulement de l'air) sont négligeables ;
2. La diffusion moléculaire et la capillarité dans le matériau dessiccant sont négligeables dans la direction (z) ;
3. Il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale (r) de la matrice, c'est à dire $T = T(z, \alpha)$ et $w = w(z, \alpha)$ sont constants pour toutes valeurs de r ;
4. La sorption est supposée sans hystérésis.
5. La chute de pression dans la roue ne modifie pas significativement les grandeurs relatives à l'air humide ;
6. Les conditions d'air sont spatialement uniformes en entrée de roue (côté process et régénération);
7. Les canaux ont tous la même géométrie ;
8. Les propriétés thermo-physiques de la matrice, de l'air et de l'eau sont constantes ;
9. Le régime est supposé établi.

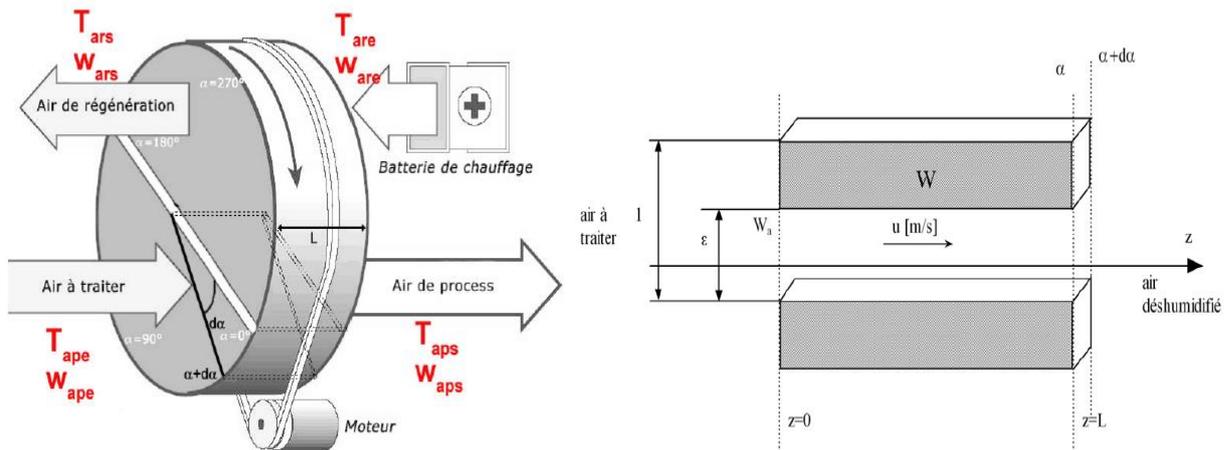


Figure 2.2 : Représentation schématique d'un canal élémentaire de la roue [15].

Pour notre étude, nous allons utiliser les résultats de la caractérisation expérimentale de la roue et de l'échangeur rotatif .

Le dimensionnement de la roue de dessiccation passe par la détermination du débit de soufflage dans le local à température et humidité de confort normalisées. Pour cela le diagramme de l'air est utilisé afin de déterminer en chaque point du système les conditions de travail des fluides en fonction des rendements respectifs des équipements.

Les conditions de références prises sont :

Efficacité des humidificateurs = 0.85

Efficacité de l'échangeur rotatif = 0.8

Efficacité de la batterie de chauffe = 0.85

Le rendement des moteurs de ventilateurs = 0,80.

En utilisant le diagramme de l'air humide et ces conditions de références, les températures et les humidités spécifiques sont déterminées à chaque point du système illustré dans la figure suivante.

Etat 1 à 2 :

L'air subit une déshumidification isenthalpique après son passage par la roue dessiccatrice. Les conditions en entrée au point 1 sont la température et l'humidité spécifique de base, déterminées au chapitre 3, du site de Bou Ismail, à savoir $T_1=31,72^\circ\text{C}$ et $w_1 = 0.0177 \text{ kg/kgas}$. En se référant au diagramme de l'air humide, $\phi_1= 60 \%$ et $h_1= 77,23 \text{ kJ/kg}$.

➤ Pour l'humidité spécifique $w_1 = 0.0177 \text{ kg/kgas}$ et une température de régénération entre 40°C et 60°C , l'efficacité de la roue est moyennée à : $\epsilon_{roue}= 45\%$ (voir figure 3.2), nous pouvons écrire à enthalpie constante : $\epsilon_{roue} = \frac{w_1-w_2}{w_1-w_{min}}$ (2.1)

Comme $w_{min}=0\text{g/kgas}$ (déshumidification complète), on aura : $w_2=w_1(1-\epsilon_{roue})$ (2.2)

Donc $w_2=0.0079 \text{ kg/kgas}$ et en se référant au diagramme de l'air humide, $T_2=56.3 \text{ }^\circ\text{C}$

Etat 2 à 3 :

L'air subit ici un refroidissement à travers l'échangeur rotatif à humidité absolue constante, $w_3 = w_2$.

➤ L'efficacité de l'échangeur rotatif est égale à 0.80, elle est donnée par :

$$\epsilon_{ech} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7} \quad (2.3)$$

Il faut donc déterminer la température T_7 de la partie régénération (état 6 à 7).

Etat 6 à 7 :

Le point 6 représente le point de sortie du local. La température et humidité relative exigées, sont respectivement $T_6 = 24^\circ\text{C}$ et $\phi_6 = 50\%$. L'humidité spécifique et l'enthalpie sont $w_6 = 0.0094 \text{ kg/kgas}$ et $h_6 = 47,8 \text{ kJ/kg}$.

➤ Le passage vers l'état 7 se fait à travers l'humidificateur de retour, où le refroidissement se passe à enthalpie constante. on peut écrire :

$$\epsilon_{hum} = \frac{w_7 - w_6}{w_{max} - w_6} = 0.85 \quad (2.4)$$

w_{max} : est lue sur le diagramme de l'air à enthalpie constante, $w_{max} = 0.012 \text{ kg/kgas}$.

On trouve ainsi $w_7 = 0.0116 \text{ kg/kgas}$ et à partir du diagramme, on en déduit $T_7 = 18.3^\circ\text{C}$ et $\phi_7 = 88.3\%$.

Nous pouvons enfin tirer T_3 à partir de la relation : $\epsilon_{ech} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_7} = 0.8$ alors $T_3 = 25.9^\circ\text{C}$, et comme le refroidissement à travers l'échangeur rotatif est à humidité absolue constante, $w_3 = w_2 = 0.0079 \text{ kg/kgas}$.

Etat 3 à 4 :

Nous procédons pour l'humidificateur de la veine de soufflage de la même manière que pour l'humidificateur de retour (état 6 à 7). Nous déterminons donc :

$T_4 = 19^\circ\text{C}$, et $w_4 = 0.0107 \text{ kg/kgas}$.

Etat 4 à 5 :

L'air traverse le ventilateur de soufflage de rendement du moteur 0,80, ce passage est à humidité absolue constante, $w_5 = w_4 = 0.0107 \text{ kg/kgas}$, $T_5 = 20^\circ\text{C}$.

Etat 7 à 8 :

L'air passe ici dans l'échangeur rotatif du côté de la régénération (veine de reprise). La transformation est à teneur en eau constante, $w_7 = w_8 = 0.0116 \text{ kg/kgas}$. L'échange de chaleur se fait avec la veine de process (état 2 à 3) : $\epsilon_{ech} = \frac{T_8 - T_7}{T_2 - T_7} = 0.8$

$$(2.5)$$

et on trouve : $T_8 = 48,7^\circ\text{C}$.

Etat 8 à 9 :

C'est l'état correspondant au passage de l'air par la batterie de chauffe. La transformation est à teneur en eau constante, $w_8 = w_9 = 0.0116 \text{ kg/kg}$. La température de sortie de la batterie de chauffe peut être fixée, dans l'intervalle des températures de régénération exigées, à 60°C , $T_9 = 60^\circ\text{C}$.

Etat 9 à 10 :

L'air chauffé dans la batterie chaude, va absorber l'eau contenue dans le matériau dessiccant pour le régénérer et amorcer un nouveau cycle de déshumidification après passage du dessiccant dans la veine de process. La transformation après passage par la roue dessiccatrice est isenthalpique.

La teneur en eau de l'air à la sortie atteint au minimum celle de l'air en entrée de la roue, $w_{10} = 0.0177 \text{ kg/kg}$. La température correspondante est $T_{10} = 44.7^\circ\text{C}$.

Nous récapitulons tous ces résultats dans le tableau suivant, lesquels seront représentés sur le diagramme de l'air humide (figure 2.3) :

Tableau 2.1: Température et humidité spécifique en chaque point du système

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T (°C)	31.72	56.3	25.9	19	20	24	18.3	48.7	60	44.7
W (g/kgas)	17.7	7.9	7.9	10.7	10.7	9.3	11.6	11.6	11.6	17.7

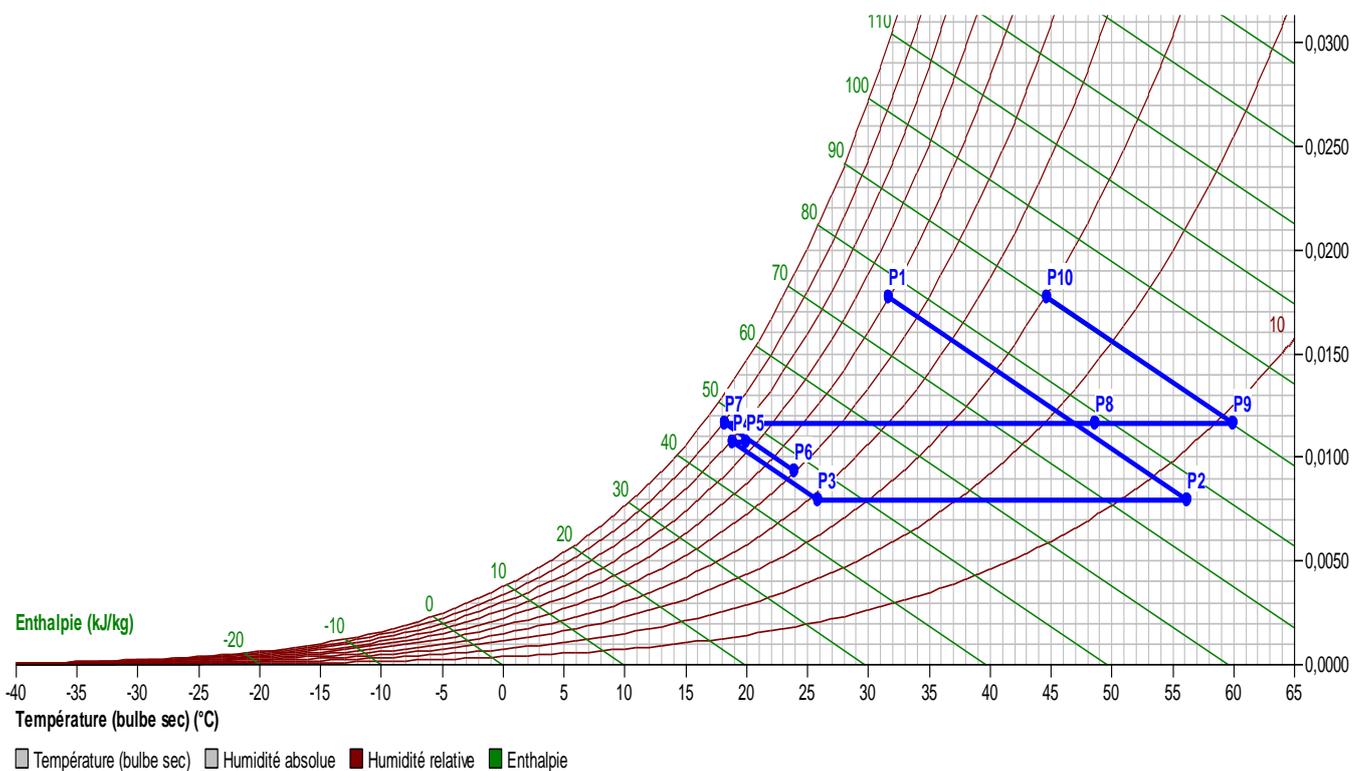


Figure 2.3 : Représentation des caractéristiques de l'air en chaque point du système dessiccant

2.3. Apports thermiques du local à conditionner

Afin d'étudier le bilan thermique d'un bureau de 10 m² de surface (la figure 2.4 représente le plan du bureau). les conditions climatiques, telles que l'irradiation solaire moyenne, la température, la vitesse du vent et l'humidité du site de Bou Ismail ont été introduites pour calculer les différents apports et pertes d'énergie du local. Il s'agit d'un local situé au premier étage de l'UDES et dont une des façades est équipée d'une baie vitrée et une seconde d'une fenêtre vitrée orientée nord-ouest. Les caractéristiques et dimensions du local sont données au tableau 2.2.

Tableau 2.2 : Dimensions et caractéristiques du local

N°	Composant	Description	Orientation	Dimension		Composition	
				Largeur (m)	Longueur (m)	Matériaux	Epaisseur (mm)
1	Mur	Externe, Double parois	Nord	3	4.3	Ciment	10
						Brique	100
Air						80	
Brique						100	
						Platre	10
	Fenêtre	Vitre simple		1	1	Verre	4
2	Facade	Double vitrage	Nord-Ouest	3	2.68	Verre	4
						Air	8
Verre						4	
	Fenêtre	Vitre simple		1	1	Verre	4
3	Mur	Interne donnant sur bureau	Sud	3	3.65	Platre	10
						Brique	100
						Platre	10
4	Mur	Interne donnant sur hall	Sud-est	3	4.3	Platre	10
						Brique	100
		Platre		10			
		Porte simple donnant sur un hall		2	1.04	Bois	30
5	Plancher	Composé donnant sur un bureau du rez de chaussé		2.68	4.3	Dalle de sol	80
						Mortier ciment	50
						Beton	200
						Air	250
						Plâtre faux plafond	10
6	Plafond	Composé donnant sur l'exterieur		2.68	4.3	Platre	10
						Air	200
						Béton armé	200
7	Apport interne	Materiel informatique	02 personnes				
			08 lampes de 18 W				
			02 ordinateurs				
			01 imprimante				

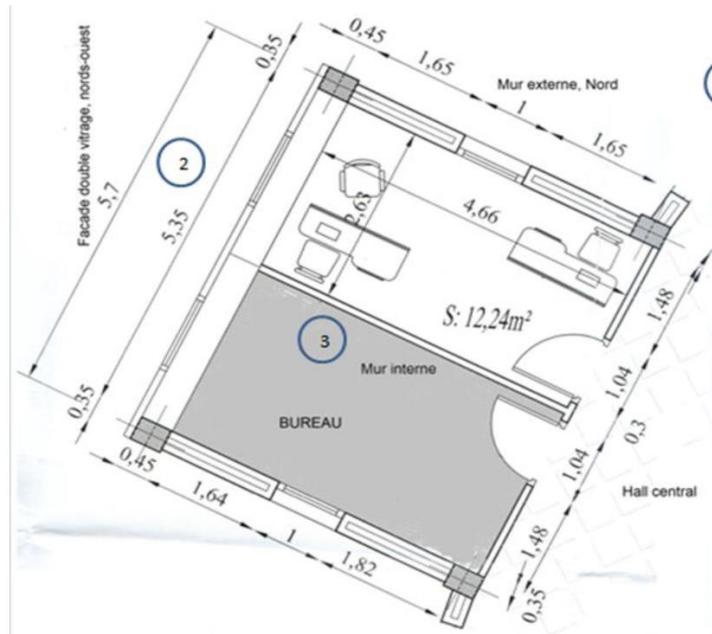


Figure 2.4 : plan du local considéré

2.3.1. Paroi opaque aérienne se donnant sur l'extérieur

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t , $APO(t)$, exprimés en W , sont typiquement de nature chaleur sensible et sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = 1,2 \times K_{été} \times S_{int} \times \Delta t_e(t) \quad (2.6)$$

Où :

1,2 est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques),

$K_{été}$: (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) le coefficient de transmission en partie courante de la paroi,

S_{int} : (en m^2) la surface intérieure totale de la paroi considérée,

$\Delta t_e(t)$: la différence équivalente de température à l'heure t .

2.3.2. Paroi opaque aérienne se donnant sur un local conditionné

Les apports de chaleur à un instant t , $APO(t)$, traversant une paroi opaque en contact avec deux locaux conditionnés sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times [TS_a - TS_{b,i}] \quad (2.7)$$

Où :

TS_a : (en $^\circ C$) la température sèche de l'air intérieur du local adjacent,

$TS_{b,i}$: (en $^\circ C$) la température sèche de l'air intérieur du local considéré.

2.3.3. Paroi opaque aérienne se donnant sur un local non conditionné

Les apports de chaleur à un instant t , $APO(t)$, traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times [(T_{Se}(t) - C_{Inc}) - T_{Sb,i}] \quad (2.8)$$

Où :

$T_{Se}(t)$: (en °C) est la température extérieure sèche à l'instant considéré,

C_{Inc} (en °C) : est un coefficient correcteur. (voir annexe).

2.3.4. Paroi vitrée extérieure

Les apports à travers les parois vitrées sont dus à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur et au rayonnement solaire et sont de nature sensible, ils sont obtenus à travers les formules suivantes :

$$AV(t) = AVT(t) + AVE(t) \quad (2.10)$$

$$AVT(t) = 1,2 \times K_{été} \times S_{ouv} \times [T_{Se}(t) - T_{Sb,i}] \quad (2.11)$$

$$AVE(t) = [SV_{ens} \times I_t + (SV - SV_{ens}) \times I_d] \times FS \times N_{pvi}(t) \quad (2.12)$$

Avec :

$AVT(t)$: (en W) représente les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées,

$AVE(t)$: (en W) représente les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées,

SV : (en m²) est la surface totale vitrée,

SV_{ens} : (en m²) est la surface vitrée ensoleillée,

$(SV - SV_{ens})$: (en m²) est la surface vitrée à l'ombre,

I_t : (en W/m²) est le rayonnement total maximal réel,

I_d : (en W/m²) est le rayonnement diffus maximal réel,

$N_{pvi}(t)$: représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure t considérée,

FS : est le facteur solaire du vitrage.

2.3.5. Apports de chaleur internes

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés. Les gains internes prévus par ce DTR sont ceux ayant pour origine les occupants, les machines entraînées par des moteurs électriques, les appareils électriques, l'éclairage, les appareils à gaz, les réservoirs, l'évaporation libre, l'introduction de vapeur vive, les tuyauteries et les conduits d'air intérieurs. Les apports de chaleur internes sont donnés par la formule suivante :

$$AI(t) = \sum_j (CS_j \times AI_{s,j} \times N_{AI,j}) + \sum (CS_j \times AI_{l,j}) \quad (2.13)$$

Avec :

$AI_{s,j}$: (en W) représente la partie sensible de l'apport interne j;

$AI_{l,j}$: (en W) représente la partie latente de l'apport interne j ,

CS_j : est le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j,

$NAI_{l,j}$: est le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j.

2.3.6. Apports internes dus aux occupants

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente, ils dépendent du nombre des occupants. Ils sont donnés par la formule qui suit :

$$AI_{occ} = \text{nbre}_{occ} \times (AI_{occl} + AI_{occs}) \quad (2.14)$$

Il faut souligner que le calcul a été réalisé pour la période diurne car le local est inoccupé durant la nuit. Après détermination de la charge du local, nous avons trouver :

$$Q_t = A * I_t + B * (T_{ex} - T_{in}) + C \quad (2.15)$$

Avec :

Q_t : (en W) est la charge totale du local .

A, B, C : sont des coefficients .

T_{ex} : (en °C) est la température extérieure du site .

T_{in} : (en °C) est la température intérieure du local .

Les apports calorifiques d'un local sont égaux aussi à la somme des apports de chaleur sensible A_s et latente A_l , provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées, en ne tenant pas compte des apports dus à l'installation.

$$Q_t = A_s + A_l$$

D'après les apports calorifiques sensibles A_s , ou gains sensibles, qui sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air du local considéré, nous avons déterminer la température interne du local :

$$A_s = q_{sou} \times c_p \times (T_{in} - T_s) \quad (2.16)$$

A_s : sont les apports calorifiques sensibles .

q_{sou} : est le débit soufflé d'air (en m^3/h).

c_p : capacité calorifique à pression constante (en $J/kg \cdot ^\circ C$).

T_s : (en °C) est la température de soufflage .

2.4. Surface des capteurs solaires

Une simulation numérique basée sur la méthode f-Chart qui permet d'estimer la couverture solaire du système a été utilisée pour le dimensionnement du champ de captation. En effet, f-Chart est une méthode d'analyse et de conception d'un système solaire [85], utilisée pour l'analyse, la conception et le pré-dimensionnement de systèmes de chauffage solaire actifs utilisant des liquides ou de l'air comme fluide caloporteur.

La fraction de la charge mensuelle F de chauffage pour la régénération du sel, fournie par l'énergie solaire est fonction de deux variables sans dimension, X (le rapport des pertes d'énergie des capteurs solaire utilisés avec les charges de chauffage) et Y (le rapport du rayonnement solaire absorbé). Elles sont définies comme suit :

$$X = \frac{A_c \cdot Fr \cdot U_L \cdot (T_{ref} - T_a^*)}{E} \quad (2.17)$$

$$\text{et } Y = \frac{A_c \cdot Fr (\tau\alpha)_{eff} \cdot H_t^* \cdot N}{E} \quad (2.18)$$

Les facteurs FrU_L et $Fr(\tau\alpha)_{eff}$ représentent respectivement le rendement optique et les pertes thermiques du capteur solaire utilisé. Dans le cas du projet nous avons utilisé des capteurs solaires développé par l'UDES est dont les caractéristiques sont données en figure 3.6 (chapitre 3).

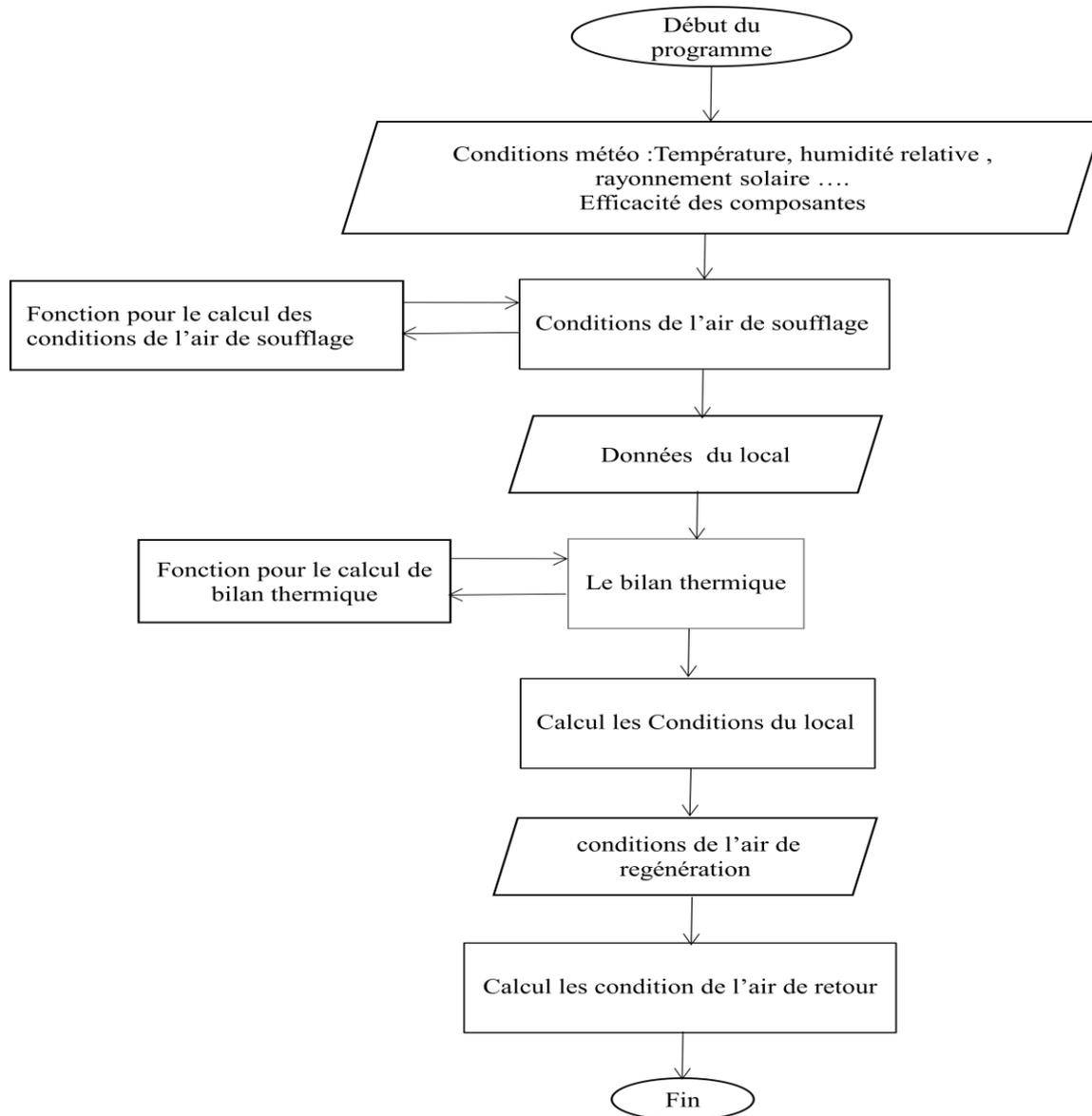
La fraction F de la charge totale mensuelle fournie par un système d'énergie solaire standard à base de liquide solaire est donnée en fonction des deux paramètres sans dimension, X et Y :

$$F = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215Y^3 \quad (2.19)$$

$$\text{Pour } 0 < Y < 3 \text{ et } 0 < X < 18$$

La surface du champ de captation a été déterminée pour la saison estivale pour une inclinaison des capteurs solaires plans égale à 27°.

Organigramme du système



2.4. Conclusion

Dans le présent chapitre, les modèles des différents composants d'une centrale de refroidissement solaire à dessiccation solide ont été présentés ainsi que leurs méthodes de résolution, on a présenté aussi des relations pour déterminer la charge total du local qui nous permet de trouver les conditions de l'air à l'intérieure de l'espace a refroidit.

Nous présenterons au chapitre suivant, notre principal travail qui est l'étude de la faisabilité du processus , Nous étudierons par la suite l'influence des différents paramètres sur les caractéristiques des principaux composants et sur les conditions d'exploitation.

Chapitre 3 : Etude paramétrique d'une installation de refroidissement solaire à dessiccation

3.1. Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons détaillé les composants d'une installation de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire ainsi leurs modélisations et les modèles utilisés pour la simulation, le logiciel de programmation MATLAB nous permet de combiner ces modèles pour étudier notre système.

L'objectif de ce chapitre est :

- Tester la faisabilité du processus
- Faire une étude paramétrique sur Les caractéristiques des principaux composants (la roue à dessiccation , Echangeur rotatif et Humidificateur) et sur les conditions d'exploitation (débit d'air , vitesse de rotation de la roue et les conditions climatiques du site).

Dans notre projet, nous avons élaboré un programme sous MATLAB qui nous permet de :

- déterminer les conditions à la sortie de la centrale
- Prédire les conditions dans le local ;
- d'étudier l'effet des différents paramètres du système sur la variation de la température pour les deux sites choisis.

Les résultats de la variation de température du local sont obtenus à partir des entrées qui sont les efficacités des différents composants (humidificateurs, l'échangeur rotatif et l'échangeur de la batterie de régénération), les conditions extérieures de base, les conditions souhaitées dans le local ainsi que les caractéristiques des capteurs utilisés.

Pour la roue à dessiccation, nous avons utilisés les résultats de la caractérisation expérimentale de la roue et de l'échangeur rotatif .

3.2. La caractérisation de la roue et de l'échangeur

La roue dessiccatrice et l'échangeur rotatif sont de marque SECO KLINGEMBERG – Allemagne. La roue a une structure en nids d'abeilles en cellulose imprégnée de Silica gel. Elle a un diamètre de 45 cm et une épaisseur de 20 cm . Elle tourne à une vitesse entre 2 et 20 tr/h pour la déshumidification de l'air. La température de régénération préconisée varie entre

40 et 80°C pour ne pas détériorer la matrice sur laquelle est déposé le substrat de matériau dessiccant.

L'échangeur rotatif est une roue utilisée pour le refroidissement de l'air après sa sortie de la roue dessiccatrice . Elle à la même configuration en aspect général sauf que le milieu métallique en nid d'abeille n'est pas imprégné de matériau dessiccant , il est fabriqué en aluminium pour favoriser l'échange thermique. La vitesse de rotation de cette roue est de 5 à 10 tr/min avec une efficacité de 0,80.

Selon la figure 3.1, le débit est déterminé en utilisant le diamètre de roue à dessiccation, puis l'efficacité est fixé à partir de diagramme de sélection (voir la figure 3.2)

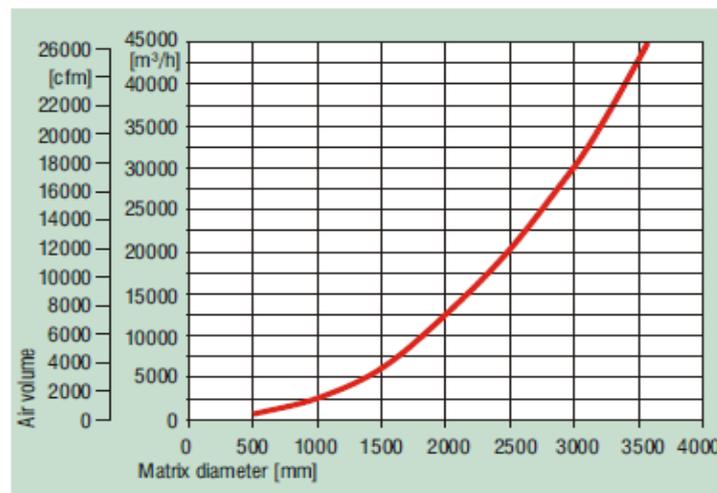


Figure 3.1 : Débit d'air en fonction du diamètre de la roue SECO KLINGENBURG donné par le constructeur [63].

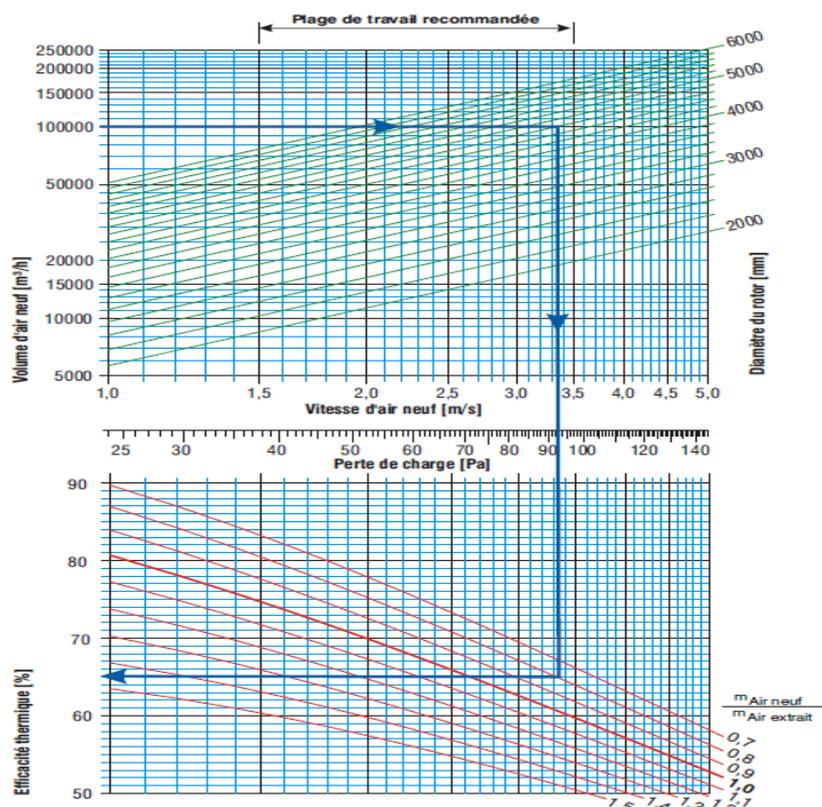


Figure 3.2 : Représentation de diagramme de sélection[63].

3.3. Etude paramétrique du système de rafraîchissement à dessiccation pour une journée de référence

On va faire dans cette partie, une étude paramétrique du système à dessiccation couplé à un bureau administratif de l'UDES de 10 m² de surface situé dans le site de Bou Ismail Tipaza pour une journée de référence . Et comme le bureau est occupé par une personne pendant les heures de travail (de 8 h du matin jusqu'à 16 h de l'après-midi avec une pause pour le déjeuner de 12h à 13h), le système est supposé fonctionner durant cette période.

Pour le dimensionnement, on va impliquer des conditions de références par défaut pour chacun des composants , qui sont donc de 0,85 pour l'efficacité des humidificateurs et de 0,8 pour l'efficacité de l'échangeur rotatif, de 0,8 pour le rendement des moteurs de ventilateurs, de 0,85 pour l'efficacité de la batterie [61] .

3.3.1. Conditions intérieures de confort thermique

Le confort thermique est une sensation de bien être lorsqu'on est exposé à une ambiance intérieure en fonction de différents paramètres. ce dernier ne dépend pas exclusivement de la température, mais également des conditions d'humidité et la vitesse de l'air. ces paramètres ont une influence directe sur la sensation de confort de l'individu.

Les conditions de confort thermique humain pour la période estivale recommandées sont [86] :

$$\left. \begin{array}{l} T_i = 24 \text{ }^\circ\text{C} \\ \varphi_i = 50\% \end{array} \right\} \longrightarrow w_i = 9.37 \text{ g/Kg}_{\text{as}}$$

Pour la simulation, le local est supposé maintenu à ces conditions de confort thermique.

3.3.2. Les conditions extérieures de base

Les calculs ont été effectués sur les conditions climatiques de base du climat de « Bou Ismail, Tipaza » qui située au nord de l'Algérie à l'ouest d'Alger avec une latitude de 36,64 au nord, une longitude de 2,70 est et une altitude de 55 m. cette région se caractérise par un climat chaud et humide. La température journalière moyenne, en été, est de 24,2°C et l'humidité relative moyenne de 68,7 % [62].

La température sèche de base de l'air extérieur est une température qui n'est dépassée que pendant 2,5 % des heures de Juin, de Juillet, d'Août et de Septembre et pour déterminer

cette température avec une approximation suffisante, on multiplie la moyenne mensuelle des maxima $T_{a, m, \max}$ par un coefficient qui est pris égale 1.22 pour $26^{\circ}\text{C} \leq T_{a, m, \max} < 30^{\circ}\text{C}$ [57].

Le traitement des données obtenues à partir de l'UDES, montre que pour le site de Bou Ismail et pour la période d'été : $T_{a, m, \max} \approx 26^{\circ}\text{C}$. Donc la température extérieure de base est $T_a = 31,72^{\circ}\text{C}$.

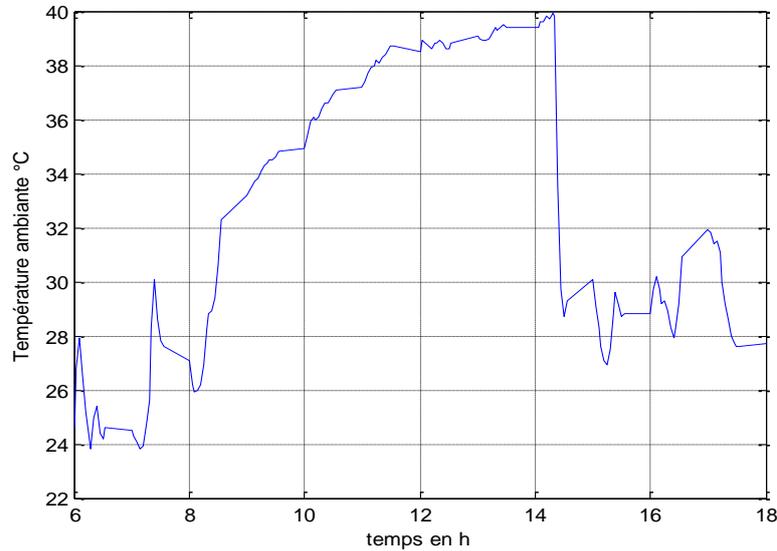


Figure 3.3 : Variation de la température ambiante en fonction du temps

La figure 3.3 montre la variation de la température ambiante en fonction du temps qui ont été recueillies à partir des données climatiques du site de Bou Ismail au mois de juillet à l'UDES.

Nous avons remarquer que La température commence à augmenter jusqu'à atteindre un maximum 40°C , dès 8 h au milieu de la journée, autour de 14h suivie d'une diminution de température qui reste relativement élevée jusqu'à 18 h.

L'humidité spécifique de base de l'air extérieur est la moyenne mensuelle pendant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures [89]. Le traitement des données obtenues à partir de l'UDES, montre que pour le site de Bou Ismail, l'humidité spécifique de base de l'air extérieur atteint la valeur de $w_a \approx 17,4 \text{ g/kgas}$.

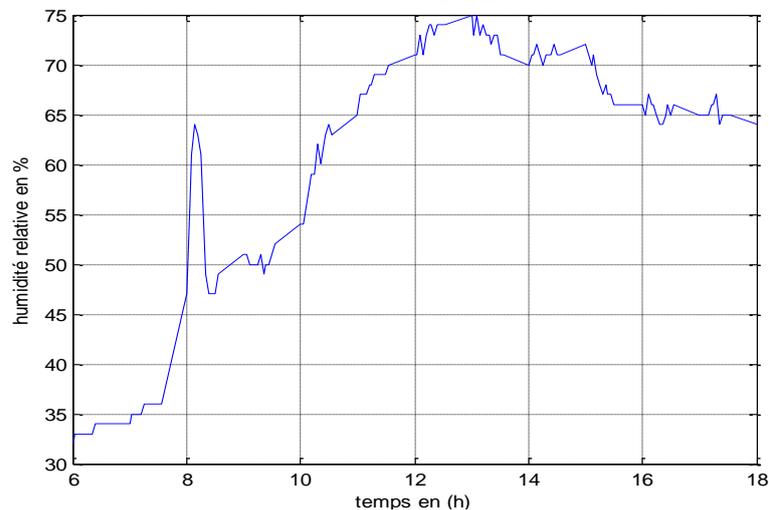


Figure 3.4 : Variation de l'humidité relative en fonction du temps

La figure 3.4 montre l'évolution de l'humidité relative en fonction du temps (données climatiques UDES) pour juillet. Sur le site de Bou Ismail, l'air est très humide entre midi et 13h, avec un maximum de 75%. L'humidité relative reste élevée pour le reste de la journée, dépassant 65%, ce qui soutient l'utilisation d'un système de refroidissement par dessiccation.

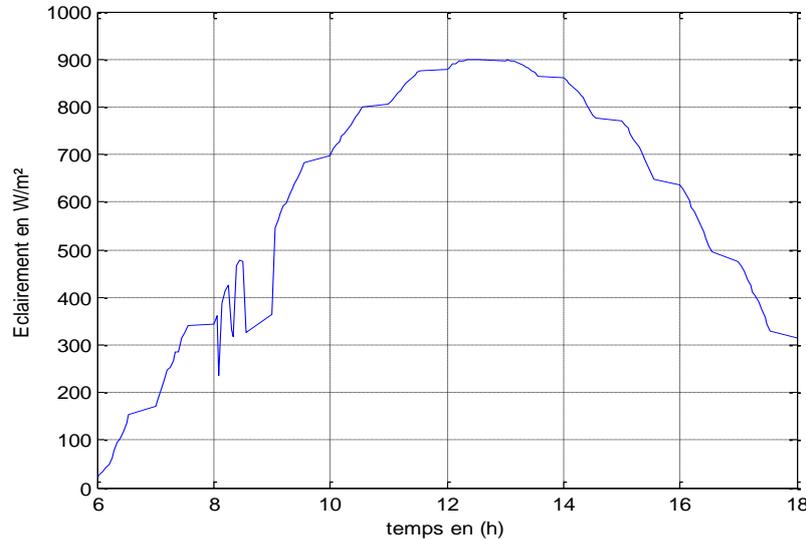


Figure 3.5 : Variation de l'éclairement en fonction du temps

La figure 3.5 montre la variation de l'éclairement (données climatiques de l'UDES) en fonction du temps sur le site de Bou-Ismaïl. L'éclairement est au maximum entre 12 h et 13 h et atteint $900 \text{ W} / \text{m}^2$. Il diminue entre 13 h et 18 h.

3.3.3. Capteurs solaires utilisés

Les capteurs solaires utilisés sont fabriqués à l'UDES et testés conformément aux « ASHRAE Standards », [21]. L'efficacité du capteur est donnée en figure 3.6, la pente de cette courbe ainsi que son intersection avec l'axe des ordonnées donnent respectivement, une efficacité optique de 0,68 et un coefficient de pertes globales du capteur solaire de $6,2 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$.

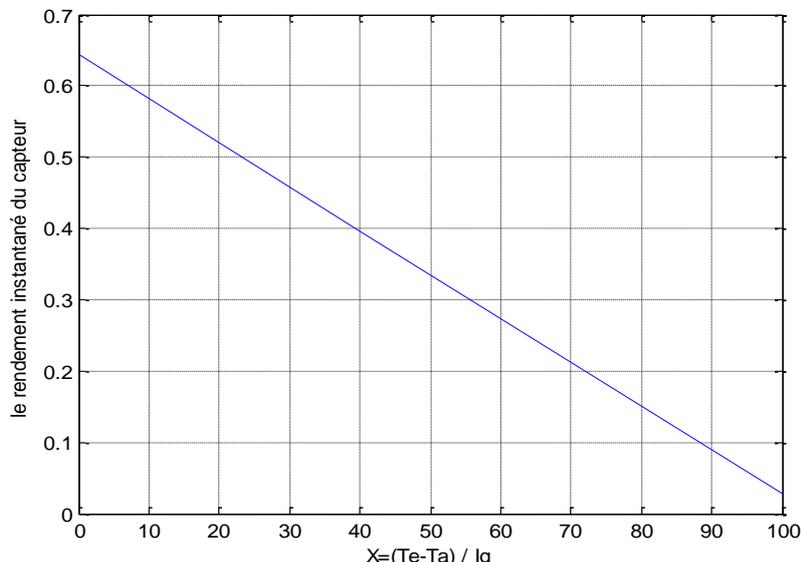


Figure 3.6: Rendement instantané du capteur Premier

3.4. Le dimensionnement

A l'aide d'un programme sous MATLAB, qui est expliqué dans l'introduction, nous avons mis les entrées en combinaison avec les formules (2.1, 2.17, 2.18, 2.19) et la méthode de f-chart , nous avons obtenus :

- La surface de captation nécessaire est 9 m^2 c'est-à-dire il nous faut 5 capteurs.
- Le diamètre de la roue à dessiccation pour cette installation est $0,45 \text{ m}$ c'est-à-dire nous avons besoin d'une roue de 45 cm avec une efficacité de l'ordre de $0,45$.

3.5. Résultats de simulation

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence des différents paramètres sur la température du local .

3.5.1. Site de Bou Ismail

3.5.1.1. L'influence de l'humidité absolue sur l'efficacité de la roue

L'efficacité de la roue de dessiccation est un paramètre très important à connaître, nous allons la calculer pour des différentes humidités absolues de l'air de process à l'entrée de la roue (w_{ape}) . Les résultats sont présentés ci-dessus.

La figure 3.7 montre la variation de l'efficacité de la roue à dessiccation en fonction de l'humidité absolue de l'air extérieur .

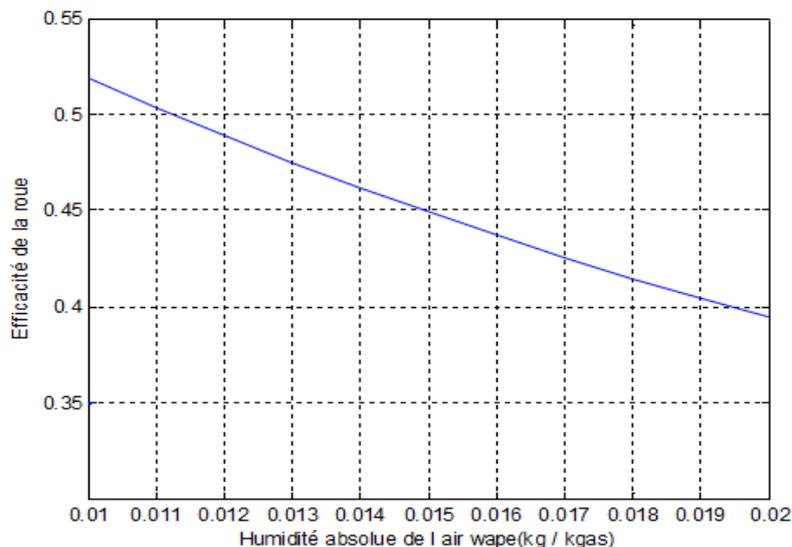


Figure 3.7 : la variation de l'efficacité de la roue en fonction de l'humidité absolue .

L'efficacité de la roue de dessiccation diminue lorsque l'humidité absolue de l'air extérieur augmente. Plus l'air est humide est plus sa déshydratation est difficile à cause de la capacité d'adsorption du dessiccant qui est limitée. Ce dernier se saturant rapidement, il faudra agir alors sur la surface d'échange en augmentant le diamètre de la roue (ce qui sera discuté dans la section suivante) ou sur la température de régénération .

3.5.1.2. Températures et humidités dans le milieu rafraîchi

Les variations des températures et humidités du local rafraîchi (bureau administratif) sont représentées, en fonction du temps, pour une température de régénération de la roue de 70°C. Comme il est montré sur les figures 3.8 et 3.9, on remarque que lorsque le local est vide à 8 h et à 18 h, la charge thermique décroît et par conséquent, la température et l'humidité spécifique diminuent, ce qui entraîne une amélioration des propriétés de l'air. Cette chute de température et d'humidité entrainera également une chute dans les propriétés de l'air de soufflage puisque c'est cet air qui sera extrait et qui servira, par la suite, à refroidir l'échangeur rotatif dans la conduite de régénération.

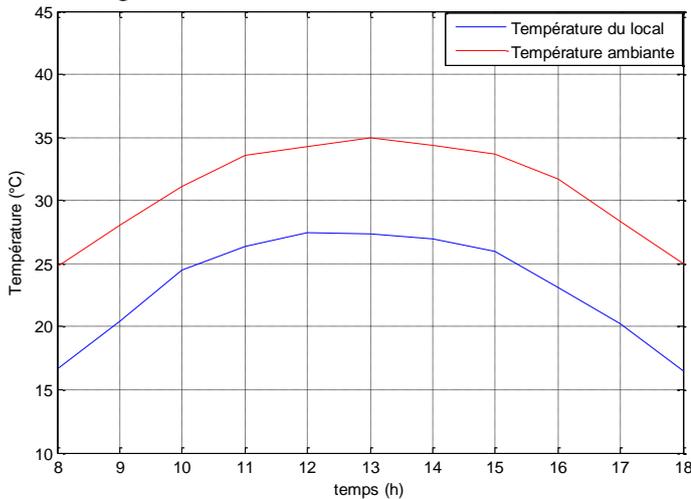


Figure 3.8 : Evolution de la température du local en fonction du temps.

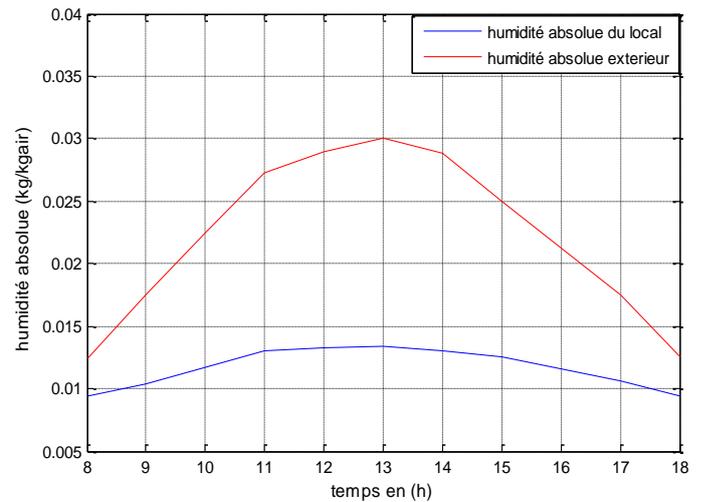


Figure 3.9 : Evolution de l'humidité absolue du local en fonction du temps.

3.5.1.3. Influence de la température de régénération sur les caractéristiques de l'air du milieu rafraîchi

La figure 3.10 montre l'évolution de la température de l'air soufflé, du local ainsi que l'humidité relative intérieure en fonction de la température de régénération à 15 heures. Lorsque la température de régénération augmente, la température du local diminue de 25,8°C à 19,8°C, soit 6°C. D'autre part, l'humidité relative intérieure diminue de 75,6% à 64,6 %, malgré la diminution de la température. En fait, l'augmentation de la température de régénération entraîne une augmentation de la température de l'air à la sortie de la roue et une diminution de son humidité absolue. Ainsi, l'air repris entre dans l'échangeur rotatif avec une température humide plus basse ce qui explique la diminution de la température de l'air soufflé.

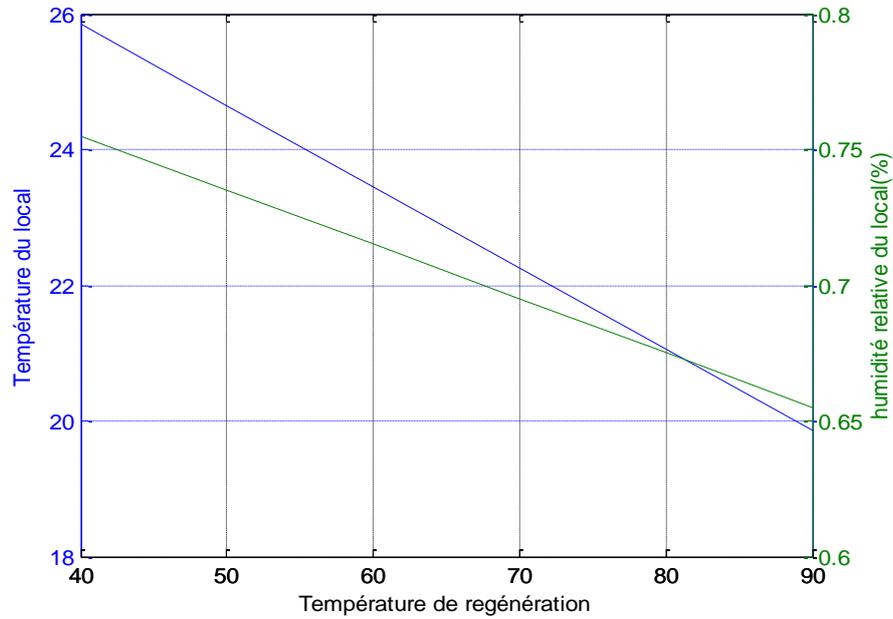


Figure 3.10 : Caractéristiques de l'air du local en fonction de la température de régénération

3.5.1.4. L'influence de diamètre de la roue sur la température de local

Le diamètre de la roue est très important pour le dimensionnement du système, il caractérise le choix du composant principal de l'installation. nous allons étudier comment influence le diamètre de la roue à la température de local.

La figure 3.11 montre la variation du température local pour différents diamètres de la roue en fonction de temps. Les résultats montrent que pour une température de régénération de 70°C, s'il y a une augmentation du diamètre de roue , il y a donc une augmentation du débit de soufflage qui a une relation directe avec les apports calorifiques dans le local . Ce qui permet d'assurer la diminution du température du local.

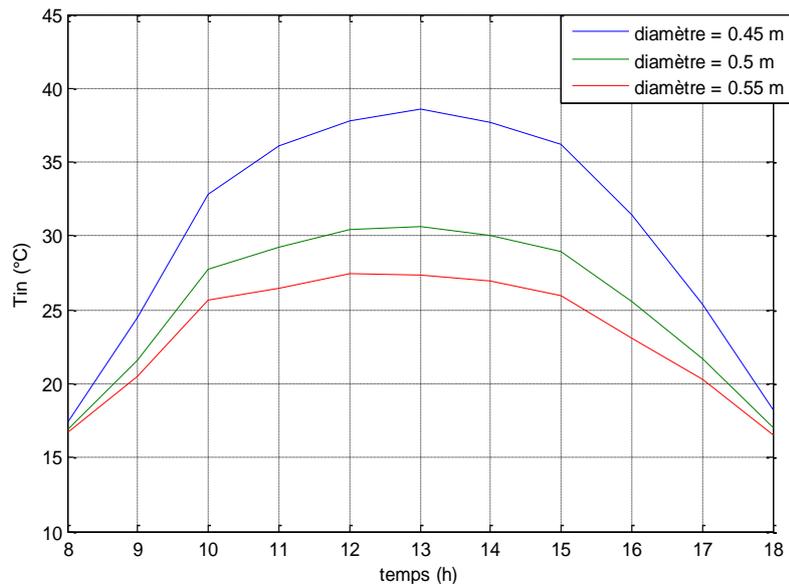


Figure 3.11 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes diamètres de roue à dessiccation

3.5.1.5. L'influence de la vitesse de rotation de la roue à dessiccation sur la température du local

La vitesse de rotation est un paramètre clés pour la régénération du matériau dessiccant, elle dépend des conditions extérieures telles que la température et l'humidité absolue. La figure 3.12 montre l'influence de cette vitesse sur la température du local .

La figure montre la variation de la température ambiante pour différentes vitesses de rotation. Si l'on augmente cette vitesse, la vitesse de l'air soufflé augmente, ce qui augmente le débit de l'air soufflé et assure une diminution de la température interne.

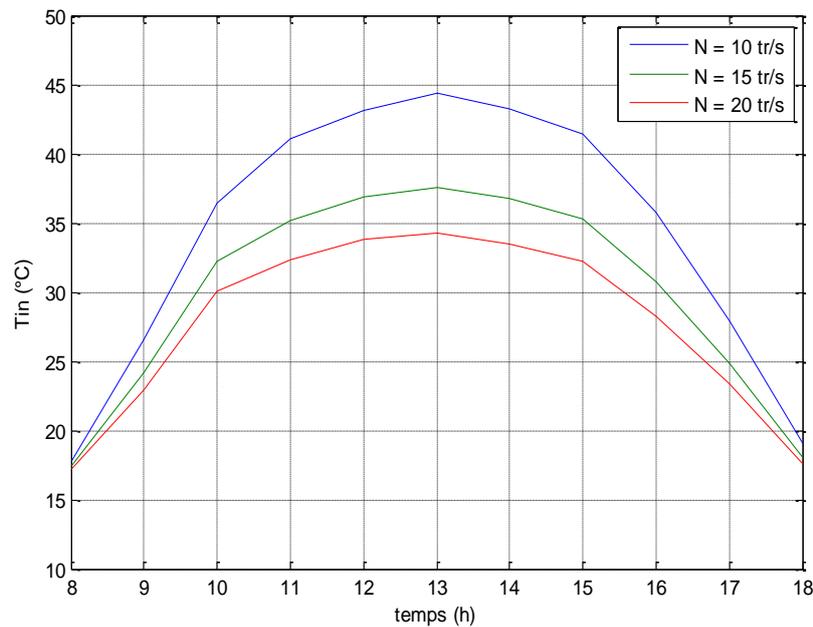


Figure 3.12 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes vitesse de rotation de la roue à dessiccation.

3.5.1.6. L'influence de l'efficacité de l'humidificateur sur l'écart de température

Notre installation contient deux humidificateurs, l'un du côté de soufflage et l'autre du côté régénération. Dans cette partie nous sommes intéressés à celle qui est placée à la fin de la veine de soufflage.

Le rôle de l'humidificateur de process consiste à rafraîchir l'air sec desséché par la roue dessiccante de façon à ce que l'air du local garde les conditions de confort en humidité et en température. C'est donc un régulateur de confort qui transforme la chaleur sensible de l'air en chaleur latente. Afin d'étudier l'importance de l'humidificateur, on fait varier ses deux facteurs qui sont l'efficacité et la température de l'eau et puis on remarque son influence sur l'écart de température interne et ambiante.

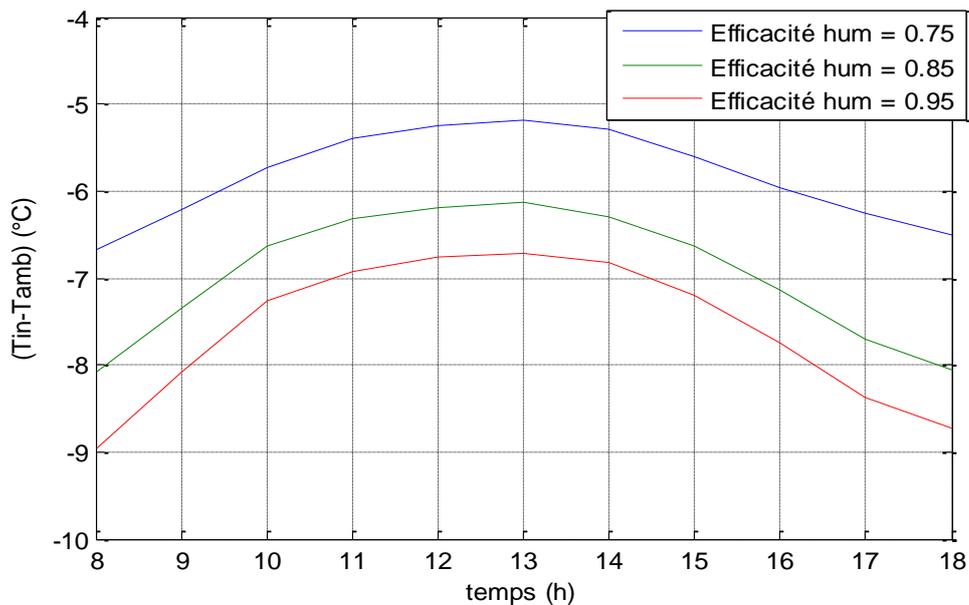


Figure 3.13 : variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes efficacités de l'humidificateurs.

La figure 3.13 montre la variation de l'écart du température local et ambiante en fonction de temps pour des différentes efficacités de l'humidificateur. on remarque l'augmentation de l'écart de température avec l'augmentation de l'efficacité car Sa modification permet de contrôler la température et l'humidité de l'air de soufflage. « Cela peut être utile en cas d'humidité relative intérieure inconfortable ». et cette dernière entraîne la diminution de la température du local.

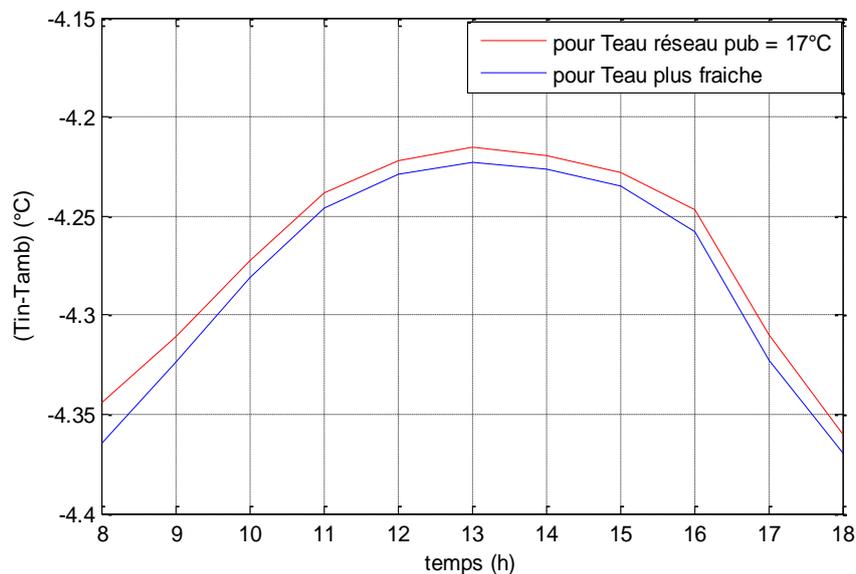


Figure 3.14 : variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes températures d'eau humide .

La figure 3.14 montre l'effet de l'utilisation de l'eau du réseau public (la température de l'eau est égale à la température moyenne du site = 17 ° C) sur la variation des différences de température interne et externe et leur écart lors de l'utilisation d'eau plus fraîche.

Notez que si en augmentant la température d'eau dans l'humidificateur, l'enthalpie donc augmente, et la différence entre les températures diminuer à cause de l'humidification lente de l'air . Si la température de l'eau diminue, l'air sera humidifié rapidement ce qui permet d'avoir une grande différence entre les deux température local et ambiante .

3.5.2. Site de Ghardaïa

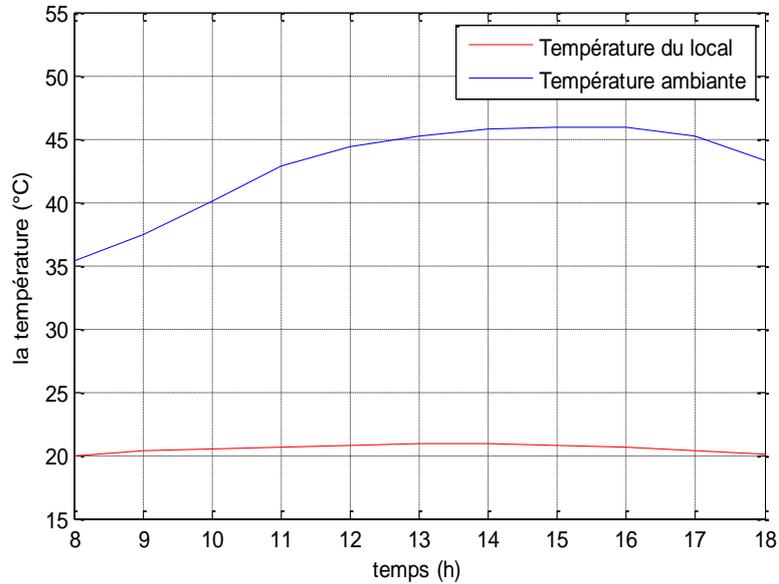


Figure 3.15 : Evolution de la température du local en fonction du temps.

La figure 3.15 montre la variation de la température ambiante et la température du local en fonction de temps.

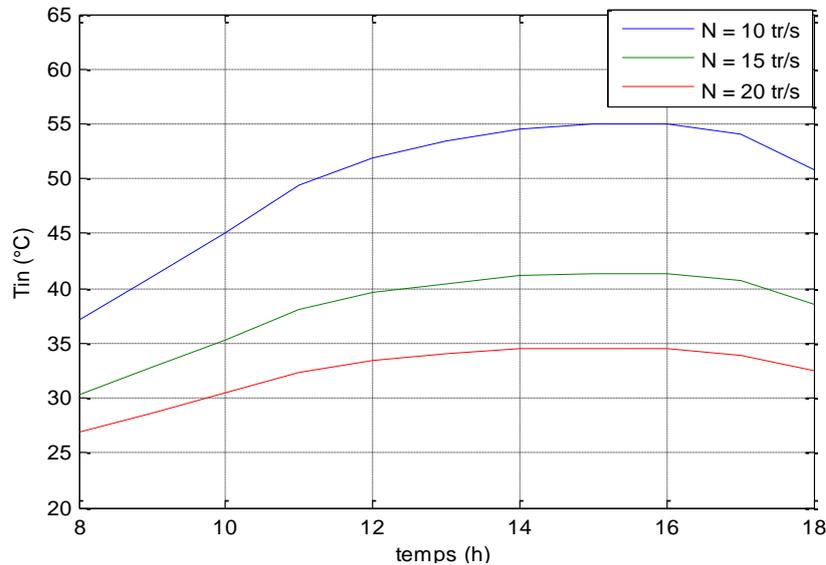


Figure 3.16 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différentes vitesses de rotation de la roue à dessiccation.

La figure 3.16 montre la variation de la température ambiante pour différentes vitesses de rotation.

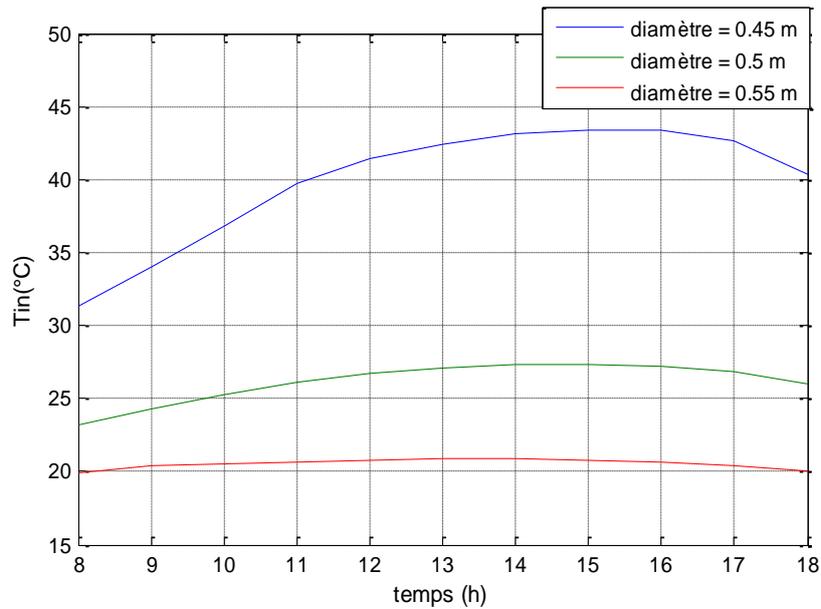


Figure 3.17 : variation de la température du local en fonction du temps pour des différents diamètres de roue à dessiccation

La figure 3.17 montre la variation de la température du local pour différents diamètres de la roue en fonction de temps.

La figure (3.18. a) montre la variation de l'écart de température local et ambiante en fonction de temps pour des efficacités de l'humidificateur.

La figure (3.18.b) montre l'effet de l'utilisation de l'eau du réseau public et l'eau plus fraîche sur la variation des différences de température interne et externe.

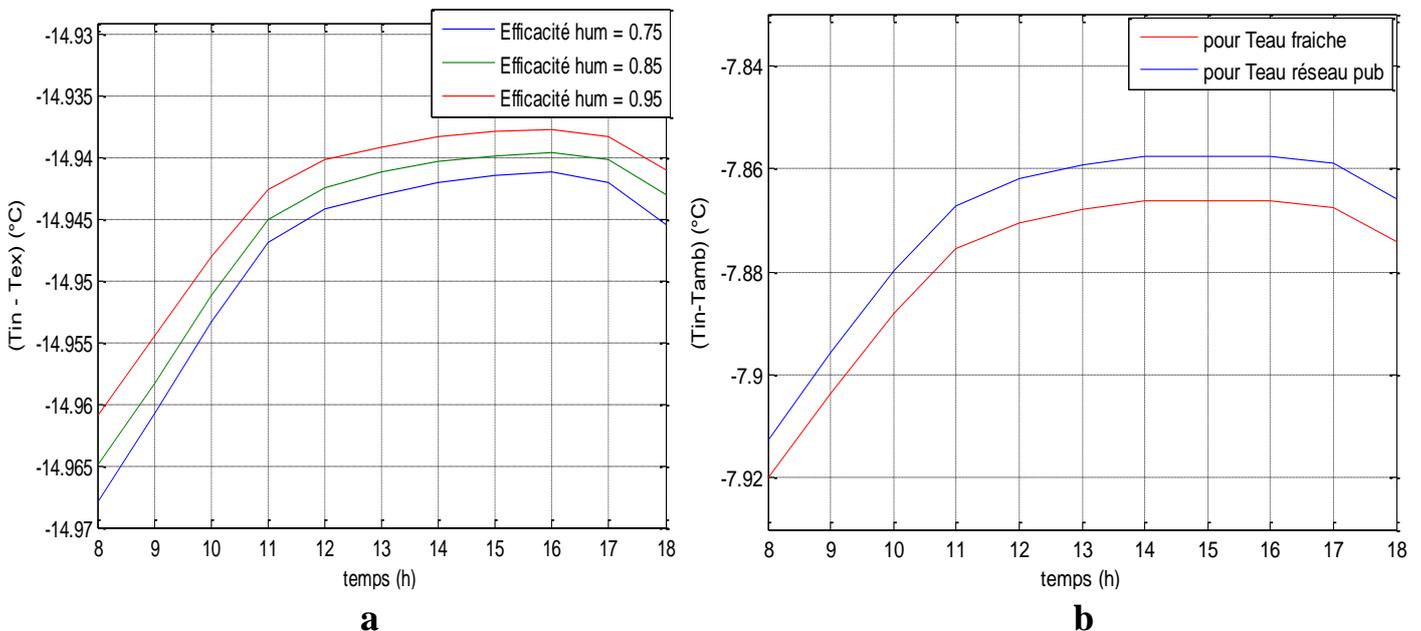


Figure 3.18 : a/ variation de l'écart de température en fonction du temps pour des efficacités de l'humidificateurs. b/ variation de l'écart de température en fonction du temps pour des différentes températures d'eau humide .

3.6. Etude comparative

Afin de réaliser une analyse critique des résultats obtenus, il a été effectué une comparaison des températures interne de site Bou Ismail avec celles issues de Ghardaïa . Nous avons noté les remarques suivantes:

✓ La température ambiante maximale de Ghardaïa un jour d'été atteint $47\text{ }^{\circ}\text{C}$ et son humidité spécifique est égale à $0,01151\text{ kg / kgas}$ par contre, la température de Bou Ismail est de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ et d'humidité $0,03\text{ kg / kgas}$, on peut donc dire que le climat de Ghardaïa est sec et le climat de Bou Ismail est humide.

✓ On note également que le système avec une roue dessicante d'un diamètre de 0.45 m est efficace dans le site de Ghardaïa car la température interne est inférieure à la température ambiante du site. Par contre, à Bou Ismail, la température intérieure devient supérieure à la température ambiante, il est donc nécessaire d'ajuster le diamètre de la roue pour assurer le refroidissement du local (augmenter le diamètre jusqu'à $0,5\text{ m}$ pour une mieux déshumidification).

✓ On remarque aussi , que pour un diamètre de roue 0.45 m , les valeurs des températures interne optimale , se situe pour des vitesses de rotation entre 15 tr/s et 20 tr/s pour le site de Ghardaïa et supérieur ou égale a 20 tr/s pour le site de Bou Ismail .donc on peut dire que le système à Ghardaïa assurer une bonne fonctionnalité à consommation énergétiques réduite qu' à Bou Ismail .

✓ Si l'on prend une efficacité d'humidification égale à $0,85$ et que l'on compare les résultats de Ghardaïa et Bou Ismail, on constate que la différence entre la température interne et la température ambiante à Ghardaïa est bien supérieure à la différence de température à Bou-Ismail. Le climat à Ghardaïa étant sec, l'humidificateur doit bien refroidir l'air sec pour que l'air du local garde les conditions de confort en humidité et en température, c'est pourquoi la différence augmente.

✓ on remarque que la température interne du site de Ghardaïa est inférieure à celle de Bou Ismail, bien que la température autour de Bou Ismail soit inférieure à celle de Ghardaïa, donc on conclut que les systèmes à dessiccation sont plus efficaces dans les climats secs, alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification dans les climats humides.

Nous pouvons suggérer, à la fin de cette partie de faire une étude expérimentale afin de caractériser les principaux composants et confirmer la faisabilité du processus et de trouver une solution au problème de surchauffe à la sortie de la roue. Pour les climats à humidité

absolue très élevée , nous pouvons suggérer d'étudier l'influence de l'utilisation d'une batterie à eau froide coté process, avant la roue à dessiccation.

3.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait une étude paramétrique de notre système de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire. Le dimensionnement et la simulation sont faits à l'aide du logiciel de programmation MATLAB.

Le dimensionnement de l'installation a été fait pour satisfaire nos besoins de froid dans le local dans la période estival .

Après ,nous avons fait des simulations pour connaitre les paramètres les plus influents sur la variation de la température du local, donc nous avons varié le diamètre , la vitesse de rotation de roue dessiccante et l'efficacité de l'humidificateur et puis nous avons varié les condition de site .

A la fin, nous pouvons dire que le système de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire est faisable sous des climats secs , alors qu'ils jouent également un rôle dans la déshumidification sous les climats humides.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le présent travail porte sur l'étude et simulation d'une centrale de production de froid par dessiccation solide couplée à un champ de capteurs solaires plans . Cette partie porte sur l'étude et simulation du système au sein de l'UDES. Pour cela, en premier lieu, un bilan thermique a été effectué pour permettre de déterminer la charge nécessaire pour le rafraîchissement d'un bureau pendant la période estivale et La surface de captation solaire a été estimé à partir de la méthode f-Chart qui permet le calcul du surface de couverture solaire de l'installation. La température de coté soufflage a été déterminé et a permis de déterminer la température du local a partir de la charge qui est calculée précédemment .

Dans un deuxième temps, Les études de sensibilité réalisées au chapitre 3 permettent d'identifier quels paramètres externe et internes au fonctionnement de la centrale dessiccant (efficacité de l'humidificateur process, et débit ...) se révèlent pertinents à contrôler et comment influencent sur la température interne .

Une étude comparative a été menées sur la température intérieure entre le climat sec et humide, Les résultats de cette comparaison montrent que le système de refroidissement à dessiccation solide à énergie solaire est plus performant dans les climats secs que climats humides.

Enfin, ces études permettent de suggérer l'utilisation d'une batterie à eau froide côté process dans des climats humide, avant la roue dessiccant, pour éviter le phénomène de surchauffe en fin de déshumidification, et de faire une étude expérimentale afin de caractériser les principaux composants et confirmer la faisabilité du processus.

REFERENCES

- [1] Centre d'analyse stratégique Français « Choix Energétique dans l'immobilier résidentiel » n°172, Avril 2010 .
- [2] PONS, M. et KODAMA, A. « Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning » . Partie 1: first and second law analyses. Journal international de la recherche des energies, 24(3),251-262, (2000).
- [3] DAOU, K., WANG, RZ, and Xia, ZZ . «Desiccant cooling air conditioning: are view ». Renewable and Sustainable Energy Reviews, 10(2), 55-77, (2006).
- [4] M, CAPDEROU. Atlas solaire de l'Algérie, O.P.U, Alger. (2012).
- [5] M.A. DJEBIRET, «Etude de Faisabilité d'un Climatiser Solaire Adapté à la Région de Biskra », Université Mohamed Khider, pp. 97, (2012).
- [6] JEAN MARC JANCOVTD L'avenir climatique: éditions du Seuil (2002).
- [7] www.persee.fr/doc/geo_0003-4010_1951_num_60_322_ pp. 397-399
- [8] <http://www.lepanneausolaire.net/principe-fonctionnement-climatisation-solaire/>
- [9] Journal Officiel de la République Algérienne N°87 30,pp.15-17,Chaâbane 8 décembre (1999).
- [10] ZOUAKOU,W., « Stratégie de prix de l'entreprise SAMHA», Mémoire d'ingénieur en commerce et marketing, Juin (2010).
- [11] BEN DAIKHA,W., « La climatisation géothermique : une solution adaptée à l'Algérie », Journal des énergies renouvelable, N°17, (2010).
- [12] MOUAD Diny, « étude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption » , thèse d'obtention de doctorat , (1996).
- [13] DANIEL Champier, « généralités,applications et conception des générateurs thermoélectriques », Thermoélectricité,27 au 30 octobre (2015).
- [14] DELORME Marc et al., « Promoting solar air conditioning:Technical overview of active techniques », ALTENER Project Number 4.1030/Z/02-121/2002, (2002) [en ligne].
- [15] VITTE, T., « Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système », Thèse de Doctorat, Institut national des sciences appliquées de Lyon, (2007).
- [16] ALAMI, B., « Algérie-Le soutien de l'Etat à la consommation d'électricité dans le sud va passer à 10 milliards DA en 2017 », janvier (2017).
- [17] « Programme des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique », Portail .CDER.dz
- [18] KASBADJI MERZOUK, N., « Quelles perspectives pour le froid solaire en Algérie », Salon des Energies Renouvelables, ERA, Centre de Convention d'Oran, 26-28, octobre (2015).
- [19] DJEBIRET, A., « Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra », Thèse de Magister, Université de Biskra, Décembre (2012).

- [20] SUN L.M., MEUNIER F., « Adsorption Aspects théoriques », Techniques de l'ingénieur, traité Génie des procédés, J2730.
- [21] ASHRAE, « Fundamentals », American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, (1997).
- [22] ENTERIA,N., «Performance of solar-desiccant cooling system with Silica-Gel (SiO₂) and Titanium Dioxide (TiO₂) desiccant wheel applied in East Asian climates », Solar Energy, (2012), Vol. 86, pp 1261-1279.
- [23] TORREY M., WESTERMAN J., «Desiccant cooling resource guide technology », Janvier, (2000), disponible sur: <http://test.wbdg.org/ccb/COOL/maindct1.pdf>
- [24] STABAT P., « Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en oeuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau », Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, (2003).
- [25] WURM J., KOSAR D., CLEMENS T., « Solid desiccant technology review, Bulletin of the International Institut of refrigeration », [en ligne], (2003), vol 02-3, disponible sur www.iifir.org/en/doc/1043.pdf (mars 2007).
- [26] PIETRUSCHKA D., EICKER U., HUBER M., SCHUMACHER J., «Experimental performance analysis and modelling of liquid desiccant cooling systems for air conditioning in residential buildings», International Journal of Refrigeration, (2006).
- [27] KALOGIROU S. «Solar thermal collectors and applications», Progress in Energy and Combustion Science, 30, (2004), p. 231-295.
- [28] BAKMEEDENIYA,LU., «Modelling polygeneration with desiccant cooling system for tropical (and sub-tropical) climates» . Master of Science in Engineering; Royal Institute of Technology, Sweden, (2010).
- [29] DAVANAGERE, BS.,SHERIF,SA., GOSWAMIDY., «A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system part II: transient simulation and economics» Int. J. Energy Research, (1999); 23:103-16.
- [30] DENG, J.,WANG, RZ.,HAN,GY., «A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems», Prog. Energy Combust. Sci. (2011), 37(2):172-203.
- [31] NELSON J.S., BECKMAN W.A., MITCHELL J., CLOSE D.J. « Simulation of the performance of open desiccant system using solar energy». Solar Energy, (1978), 21, p. 273.
- [32] JURINAK J.J., «Open cycle solid desiccant cooling – component models and system simulation», Thèse de Doctorat, Université de Wisconsin-Madison, (1982).
- [33] JOUDI K.A., DH Aidan N.S. «Application of solar assisted heating and desiccant cooling systems for a domestic building». Energy Conversion & Management, 42, (2001), p. 995-1022.
- [34] DITTMAR J. «Solar desiccant cooling : apre –study of possibilities and limitations in Northern Europe», Stage de recherche E136, Université de Technologie de Chalmers, Göteborg, Suède, (1997).
- [35] LINDHOLM T., «Evaporative and Dessiccant Cooling Techniques : Feasibility when applied to air conditioning», Thèse de Doctorat, Chalmers University of Technology, Göteborg, Suède, (2000).

- [36] MAVROUDAKI P., BEGGS C.B., SLEIGH P.A., HALLIDAY S.P. «The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe», *Applied Thermal Engineering*, (2002), 22, pp. 1129-1140.
- [37] HALLIDAY S.P., BEGGS C.B., SLEIGH P.A. «The use of solar desiccant cooling in the UK : a feasibility study», *Applied Thermal Engineering*, (2002), 22, p.1327-1338.
- [38] MENDES J.F., RODRIGUES R., CARVALHO M.J. «Air handling unit based on desiccant evaporative technology and assisted by solar thermal energy». ISES World Congress (2003) (International Solar Energy Society), Suède.
- [39] HENNING H.M., E. WIEMKEN , «Solar assisted air conditioning of buildings: overview on technologies and state-of-art», *Mediterranean Congress of Climatization*, Lisbon, Portugal, (2004).
- [40] VITTE,T., «Study of low energy building; Development and application of solar cooling», *CLIMAMED Conference*, Madrid, Espagne, fev. (2005).
- [41] MERABTI, L., MERZOUK, M., KASBADJI MERZOUK, N., «Rafrachissement solaire par dessiccation». *Rev. Des Energies Renouvelables* 17(N3):409-16, (2014).
- [42] HATRAF, N.,MERABTI, L., KASBADJI MERZOUK, N., «Preliminary study of desiccant cooling system under Algerian climates». In: *Proc. I3CT-MENA*, Tipaza, Algeria; (2015).
- [43] BENNOUI, MS., ZID, S., MEBARKI, I., «Investigation of solar cooling systems under the Algerian climate». *Rev. Des Energies Renouvelables* 2017:61-8. Vol. Special ICT3-MENA (2015).
- [44] LABED, A.,ROUAG, A., BENCHABANE,A., MOUMMI, N., «Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: experimental investigation of flat plate collectors». *J. Appl. Eng. Sci. Technol*; 1(N2) :69-78, (2015).
- [45] BEHNE,M., «Alternatives to compressive cooling in nonresidential buildings to reduce primary energy consumption», *Final Report LBL*, mai (1997).
- [46] LINDHOLM,T , «Evaporative and Dessicant Cooling Techniques : Feasibility when applied to air conditioning», *Thèse de Doctorat*, Göteborg, Suède Chalmers University of Technology, (2000).
- [47] BECCALI, M., GUANELLA, R., ADHIKARI,R.S., «Simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification» , *International Journal of Energy Research*, vol. 27, p.17-19, (2003).
- [48] NIA, F.E., PAASEN, D., SAIDI, M.H., «Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning», *Energy and Buildings*, Vol. 38, pp. 1230-1239,(2006).
- [49] BARLOW, R.S., «An analysis of the adsorption process and of desiccant cooling systems – a pseudo-steady-state model for coupled heat and mass transfer», *SERI/TR-631-1330*, Solar Energy Research Institute, Golden, Colorado, (1982).
- [50] SCHULTZ, K.J.,MITCHELL, J.W., «Comparison of DESSIM model with a finite difference solution for rotary desiccant dehumidifiers», *Journal of Solar Energy Engineering*, *Transactions of ASME*, Vol. 111, novembre (1989).

- [51] MACLAINE-CROSS I.L., « A theory of combined heat and mass transfer in regenerators», Thèse de doctorat, Australie, Université de Monash, (1974).
- [52] KAYS W.M., LONDON A.L., «Compact Heat Exchangers, New York : McGraw-Hill», (1984).
- [53] STABAT, P., MARCHIO,D., «Heat-and-mass transfers modelled for rotary desiccant dehumidifiers», Applied Energy 85 128–142,(2008).
- [54] M FOURASMIR , « Simulation des paramètres du confort thermique d'hiver en Algérie », mémoire de doctorat université de Mentouri Constantine (2007-2008).
- [55] K. SIDI MOHAMED et all , « Réglementation thermique algérienne des bâtiments : Contribution à la définition de nouveaux coefficients réglementaires », Revue française de génie civil (Rev. fr. génie civ.) ISSN 1279-5119 – Source : (2002), vol. 6, n°4, pp. 661-681.
- [56] M. AZIZ HACHEMI, « Exploitation et programmation informatique des documents techniques réglementaires relatifs aux déperditions thermiques de ventilation des bâtiments », thèse de magistère, Université M'hamed Bougara, Boumerdes, (2011-2012).
- [57] D.T.R. C 3-4 Règles de calcul des apports calorifiques des bâtiments, Fascicule 2, édition CNERIB, (2005).
- [58] INCROPERA, F. P., DEWITT,D.P., « Fundamentals of Heat and Mass Transfer»,6th edition, John Willey & sons, New York, (2002).
- [59] GOODISH,T., « Indoor environmental quality», Lewis Publishers, Boca Raton,(2001).
- [60] KASBADJI, N., « Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires plans», Thèse de Magister HCR; Alger, (1986).
- [61] MERABETI, L., « Etude et réalisation d'un système de refroidissement évaporatif solaire a dessiccation solide », Thèse de doctorat, USDB, Juillet, (2019).
- [62] BELGAID, A., « Zones climatiques de l'Algérie », <https://fr.scribd.com/doc/48480380/Données-climatiques-de-l-Algérie>.
- [57] KLINGENBURG , « SECO Desiccant/enthalpy/dehumidification rotors » , catalogue de la roue à dessiccation (2007) .

Annexe

1. La différence de température équivalente

La différence de température équivalente est donnée dans le tableau 1 .

Tableau 1 : Différence équivalente de température pour les murs extérieurs

Orientation		Temps Solaire Vrai																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
NE	≤100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1					
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3					
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4					
	≥700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3					
E	≤100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1					
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8					
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5					
	≥700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8					
SE	≤100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1					
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,3	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3					
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5					
	≥700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7					
S	≤100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1					
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2					
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4					
	≥700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5					
SO	≤100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1					
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3					
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5					
	≥700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4					
O	≤100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1					
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3					
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8					
	≥700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,2	10,6	11,1					
NO	≤100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1					
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3					
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4					
	≥700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1					
N (à l'ombre)	≤100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1					
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2					
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,2					
	≥700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3					

2. Valeurs du coefficient correcteur C_{inc}

- C_{inc} est égal à 0 :

- dans le cas où la masse rapportée à la surface de plancher du local non conditionné est inférieure à 150 kg/m²,

- pour les combles et les vides sanitaires fortement ventilés.

On admet par là que la température du local non conditionné est égale à la température extérieure.

- Dans le cas où la masse rapportée à la surface de plancher du local non conditionné est supérieure à 150 kg/m², les valeurs de C_{inc} sont données dans le tableau (2) pour température de base extérieur égale à 37°C On distingue pour la détermination de C_{inc} :

- cas 1 : les locaux à apports de chaleur interne négligeable tels que les combles non habitables faiblement ou très faiblement ventilés, les vides sanitaires faiblement ou très faiblement ventilés, et les circulations ;

- cas 2 : les locaux techniques tels que les chaufferies, les centrales de climatisation, etc. ;

- cas 3 : les locaux non conditionnés d'un logement, les locaux à usage d'enseignement, d'hébergement, de bureaux et de réunion ;

- cas 4 : les locaux à usage artisanal, de restauration, de vente et les cuisines collectives.

Tableau 3.8 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 37°C

TS _{b,e} = 37 °C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-3	-16	-4	-5	13	4	-9	2	-4
2	-4	-17	-5	-6	14	5	-8	2	-3
3	-5	-18	-6	-6	15	6	-8	3	-3
4	-6	-18	-6	-7	16	6	-7	3	-3
5	-6	-18	-6	-6	17	6	-8	3	-3
6	-6	-18	-6	-6	18	5	-8	2	-4
7	-5	-18	-6	-6	19	4	-9	2	-5
8	-4	-16	-4	-4	20	4	-10	1	-6
9	-3	-15	-4	-9	21	3	-11	0	-1
10	-1	-14	-3	-8	22	2	-11	-1	-2
11	1	-12	-1	-6	23	0	-13	-2	-3
12	2	-11	0	-5	24	-1	-14	-3	-4

3. Le coefficient de simultanéité

- CS_j est le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j ; en l'absence d'information, les valeurs à considérer pour les coefficients de simultanéité sont celles du tableau 3 ;

Tableau 3 : Coefficients de simultanéité des gains internes

Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité CS				
		Locaux				
		Bureaux Réunions Accueil	Logement Hébergement	Vente Restauration	Artisanal Industriel	Enseignement
Occupant	Sensible Latent	0,80	0,50	0,80	0,90	1,00
Moteurs électriques	Sensible	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Appareils électriques	Sensible Latent	0,60	0,50	0,85	0,85	0
Eclairage fluorescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage fluorescent encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Eclairage encastré dans un faux plafond avec plénum de reprise	Sensible	0,70	0,35	0,90	0,85	0,90
Appareil à gaz	Sensible Latent	0	0,50	0,85	0,85	0
Réservoir	Sensible Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Evaporation libre	Latent	0	1,00	1,00	1,00	0
Vapeur vive	Sensible Latent	0	0	1,00	1,00	0
Tuyauteries, conduits d'air	Sensible	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

4. Coefficient d'amortissement

Pour la détermination de N_{AI} , par convention, on distingue les quatre types d'apports suivants :

- type I : apports dus à un éclairage fluorescent l'appareil étant non encastré, apports dus aux occupants, apports dus aux appareils électriques ou à gaz, apports dus aux machines entraînées par un moteur électrique, apports dus aux réservoirs, apports dus aux tuyauteries et aux conduits d'air intérieurs ;
- type II : apports dus à un éclairage fluorescent encastré ou incandescent non encastré ;
- type III : apports dus à un éclairage fluorescent ou incandescent encastré dans un faux plafond dans lequel se fait la reprise de l'air du local (luminaires refroidis par air) ;
- type IV : introduction de vapeur vive, évaporation libre.

La valeur de $N_{AI}(t)$ est déterminée comme indiqué ci-dessous :

- pour les apports de type IV, la valeur de $N_{AI}(t)$ est égale à 100% ;
- pour les apports de type I, II ou III, la valeur de $N_{AI}(t)$ est égale à 100% dans le cas où la durée de l'apport interne est supérieure à la durée de fonctionnement de l'installation ;

5. Les gains internes pour les occupants

Le calcul doit tenir compte des personnes susceptibles de fréquenter les locaux :

- pour un logement :

- si une seule zone thermique est définie, le nombre d'occupants par pièce(occ/p) à considérer doit être de 2,5 occ/p pour les quatre premières pièces principales, et de 1 occ/p par pièce principale supplémentaire ;
- si plusieurs zones thermiques sont définies, le nombre d'occupants par pièce à considérer doit être de 2 occ/p pour les pièces principales et les cuisines, et de 1 occ/p pour les pièces de service autres que les cuisines ;

- pour les locaux à usage autre que d'habitation, en l'absence d'informations, on considérera 1 occupant pour 4,5 m² de surface de plancher.

Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau 4.

Tableau 4 : Gains dus aux occupants

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.									
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52 94	79 58	58 88	73 64	63 83	69 74	71 72	60 85	83 62	49
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248