



*Mémoire Master*  
*Filière : énergie renouvelables*  
*Spécialité : Conversion Thermique*

**Sujet : Etude Expérimentale d'une centrale de  
Traitement d'Air Munie d'une Roue à Dessiccation  
Solide.**

***Soutenu par : Amine BELKHIR***

*le 09/07/2023 devant le jury composé par :*

- |                 |        |           |
|-----------------|--------|-----------|
| - F. FERRADJI   | M.C.A. | Président |
| - N.M. KASBADJI | D.R.   | Examineur |
| - D. LAFRI      | M.C.B. | Examineur |
| - M. MERZOUK    | Pr.    | Promoteur |

*Juillet 2023*

---

## ***Remerciement***

La réalisation de ce mémoire n'aurait pas été possible sans le soutien et l'encadrement de Monsieur le Professeur M. MERZOUK, je profite de cette occasion pour lui exprimer ma gratitude, il a été un exemple de persévérance, de discipline et surtout une sommité dans la spécialité tout au long de notre formation en master. Je tiens également à le remercier spécialement pour son précieux encadrement depuis le début de ce travail de mémoire. Ainsi que ses précieuses informations lors de moments de blocage, ont été d'une grande aide.

J'exprime aussi ma gratitude à l'ensemble des enseignants, doctorants et staff du département des Energies Renouvelables pour les efforts énormes afin de nous assurer une formation de qualité durant les cinq ans malgré les conditions difficiles (e.g. pandémie de covid... etc), et contribuer à la mise en valeur de l'avenir des énergies nouvelles en Algérie.

Je remercie Madame F.FERRADJI, Madame N.M. KASBADJI Ainsi Monsieur D.LAFRI pour l'intérêt qu'ils ont accordé à mon travail en acceptant de figurer parmi les membres du jury et pour les précieux conseils dont ils ont bien voulu nous faire profiter.

Sans oublier ma reconnaissance à Madame R. BENTRIDI, la directrice de la bibliothèque centrale de l'université. Pour son dévouement à créer un environnement propice à l'apprentissage, en mettant à notre disposition des livres de référence et des articles récents.

## *Dédicace*

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers MES PARENTS pour leurs encouragements constants et leurs capacités à m'inspirer qui ont toujours nourri ma passion pour les sciences.

Je remercie également MES SŒURS pour leurs soutiens inconditionnel et leurs encouragements.

Mes amies, collègues et mes proches méritent une mention spéciale pour leurs accompagnements précieux et leurs présences réconfortantes tout au long de ce parcours

## الموضوع : دراسة تجريبية على وحدة تكييف الهواء المجهزة بمجفف ذو حركة دَوْرانية

### المُلخَص:

تعد وحدة تكييف الهواء المجهزة بمجفف ذو حركة دَوْرانية واحدة من أنجع الحلول في ما يخص التحكم بدرجات الحرارة و الرطوبة داخل عُرف ذات أبعاد محددة. كما تُمكننا هذه الوحدة من استعمال الطاقة الحرارية المتجددة. يشمل هذا العمل بحث فُهرسي عمق بخصوص الأساسيات و التقدمات العلمية الحالية، كما قُدمت دراسة تطبيقية على وحدة مماثلة متواجدة في منطقة بواسماعيل مع تطبيق قواعد الديناميكية الحرارية والأسس الهندسية على المُحولات الحرارية المُكوّنة للوحدة. مما مكننا على تقديم دراسة متغيرة العوامل مع تغيير موقع الوحدة ، مواد التصنيع بالإضافة الى تغيير الأبعاد مما ساعدنا على فهم الوحدة فهمًا معمقًا. البيانات التجريبية و بيانات الأرصاد الجوية تم الحصول عليها من محطات القياس، البيانات مفتوحة المصدر و البحوث العلمية.

- المُحاكآت الرقمية قادتنا الى نتائج قِيمة من أهمها عدم قدرة وحدة بواسماعيل للوصول الى النتائج المطلوبة.
- مع اثبات تلائم الوحدة المقترحة في دراستنا مع مناخ مدينة بوغزول
- بالنسبة لمواد التصنيع اثبتت المحولات البلاستيكية نجاعةً عمليّةً واقتصاديةً أكبر.
- كما أن أنظمة توزيع الهواء مُتَغَيَّرَةُ التدفق أظهرت إمكانية المحافظة على درجات حرارة أكثر إنتظام على طول اليوم.

في النهاية تم اقتراح عدة تعديلات من شأنها حل مشكل وحدة بواسماعيل. مع اعطاء عدة اقتراحات من شأنها المساعدة على محاكات أكثر دقة مستقبلا.

**الكلمات المفتاحية :** وحدة تكييف الهواء، مجفف ذو حركة دورانية، إدمصاص، المحولات الحرارية، محاكات رقمية، دراسة تطبيقية، دراسة متغيرة العوامل، معالجة البيانات، أنظمة توزيع الهواء متغيرة التدفق

## Résumé :

La centrale de traitement d'air équipée d'une roue à dessiccation offre une solution intégrée pour le contrôle de la température et de l'humidité dans un espace bien précis, tout en permettant l'utilisation d'une source d'énergie thermique renouvelable. Le présent travail propose une revue bibliographique approfondie, couvrant les concepts fondamentaux et l'état de l'art.

Une étude de cas est apportée sur une centrale installée à Bou-Ismaïl, comprenant des bilans thermiques et des analyses géométriques des composants, une étude paramétrique sur d'autres climats (comme Boughezoul), d'autres matériaux et différentes dimensions permet une meilleure compréhension du système. Les données expérimentales et météorologiques utilisées sont obtenues à partir de stations de mesure, Open-Data, les données fournies par les fabricants et de la littérature scientifique.

- Les résultats de la simulation mettent en évidence l'insuffisance de la centrale de Bou-Ismaïl.
- Une meilleure adaptabilité du système proposé pour le climat de Boughezoul.
- la fabrication de l'échangeur rotatif en plastique offre une solution plus pratique et économique
- La modulation de débit serve vers une distribution uniforme.

Enfin des modifications ont été identifiées pour améliorer les performances de la configuration de base

**Mots clés :** Centrale Traitement d'Air (CTA), roue à desiccation, adsorption, roue à desiccation, échangeur rotatif, simulation, étude paramétrique, étude de cas, traitement des données, modulation de débit

## Abstract:

The air handling unit equipped with a desiccant wheel is an integrated solution for the control of both temperature and humidity on an enclosed space, with an emphasis on utilizing thermal renewable energy. The present work include a literature review covering the fundamental concepts. A case study is conducted on an existing AHU at Bou-Ismaïl, including the energy balance and geometric analysis of its different components. The parametric study on different sites (e.g. Boughezoul), other materials and dimensions allows for better understanding of the system. The experimental and meteorological data are obtained from measuring stations, Open-Data, manufacturer data and scientific literature.

- The simulation results have proved the inability of Bou-Ismaïl's unit to meet the required operating conditions
- A better adaptability of the system to the climatic region of Boughezoul
- plastic rotary heat exchanger had proven to be a better choice performance and cost wise
- Variable Air Volume (VAV) system contribute towards a more uniform distribution

Finally several modification are identified and proposed to improve the performances of the configuration.

**Keywords :** Air Handling Unit (AHU), desiccant wheel, Adsorption, Rotary Heat Exchanger, Simulation, Parametric study, Case study, Data processing, Variable Air Volume (VAV)

## **Sommaire :**

Liste des figures	VII
Liste des Tableaux	IX
Liste des Organigrammes	IX
Nomenclature	X
<b>Introduction Générale</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre 1 : Etude Bibliographie</b>	<b>2</b>
1.1 INTRODUCTION .....	2
1.2 ECLAIREMENT SOLAIRE .....	2
1.2.1 Eclairage solaire hors atmosphère.....	2
1.2.2 Potentiel solaire.....	2
1.2.3 Modèles d'estimation de l'éclairage solaire.....	3
1.3 TEMPERATURE AMBIANTE.....	6
1.3.1 Modèles d'estimation de la température ambiante.....	8
1.4 CONDITIONNEMENT DE L'AIR	8
1.4.1 Climatisation Solaire.....	9
1.4.2 Historique .....	9
1.4.3 L'air Humide.....	11
1.4.4 Psychrométrie.....	12
1.4.5 Propriétés thermodynamiques.....	12
1.4.6 Les Transformations .....	17
1.4.7 Les processus de déshumidification.....	19
1.4.8 Contaminants.....	20
1.4.9 Normes et standards.....	22
1.5 ETAT DE L'ART.....	23
1.5.1 Matériaux adsorbant.....	27
1.5.2 Les cycles de traitement d'air.....	29
1.6 DESSICCATION SOLIDE.....	30
1.6.1 Définition de la dessiccation.....	30
1.6.2 Les isothermes de dessiccation.....	30
1.6.3 Enthalpie d'adsorption.....	32
1.7 ECHANGEUR ROTATIF.....	33
1.8 HUMIDIFICATEUR.....	33
1.8.1 Effet de la température de l'eau sur l'efficacité .....	36
1.9 POSITION DE PROBLEME.....	37
1.10 CONCLUSION.....	37
<b>Chapitre 2 : Modélisation</b>	<b>38</b>

<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>38</b>
<b>2.1 EVALUATION DE LA CHARGE THERMIQUE.....</b>	<b>38</b>
2.1.1 Caractérisations de base.....	38
2.1.2 Description de la cellule.....	38
2.1.3 Estimation des apports thermique du local .....	39
<b>2.2 MODELISATION DE CENTRALE .....</b>	<b>45</b>
2.2.1 Description de la centrale.....	45
2.2.2 Cycle de traitement (Cycle de Pennington) .....	45
2.2.3 Caractérisation des composants.....	46
a. La roue à desiccation.....	46
b. L'échangeur Rotatif.....	49
c. Humidificateur.....	56
<b>2.3 SIMULATION DE SYSTEME.....</b>	<b>58</b>
<b>2.4 CONCLUSION.....</b>	<b>58</b>
<b>■ Chapitre 3 : Résultats et Discussion</b>	<b>59</b>
<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>59</b>
<b>3.1 VALIDATION DU CHOIX DE LA CENTRALE.....</b>	<b>59</b>
3.1.1 Débit de soufflage.....	59
3.1.2 Validation.....	60
<b>3.2 SIMULATION.....</b>	<b>61</b>
3.2.1 Traitement des données.....	61
a/ Site de Bou-Ismaïl .....	61
b/ Site de Bougezoul.....	63
3.2.2 Données Climatiques.....	65
a/ Température ambiante.....	65
b/ Eclairage solaire.....	66
3.2.3 Simulation du fonctionnement de centrale.....	66
<b>3.3 ETUDE PARAMETRIQUE.....</b>	<b>69</b>
3.3.1 Matériaux.....	69
3.3.2 Porosité.....	70
3.3.3 Surface d'échange.....	71
<b>3.4 PERSPECTIVES.....</b>	<b>72</b>
<b>3.5 PROPOSITION.....</b>	<b>73</b>
<b>3.6 CONCLUSION.....</b>	<b>76</b>
<b>■ Conclusion Générale.....</b>	<b>77</b>
<b>■ ANNEXE A.....</b>	<b>78</b>
<b>■ Références .....</b>	<b>80</b>

## Liste des figures

**Figure 1.1 :** Organigramme de l'Implémentation du modèle numérique d'élévation avec r.sun [11]

**Figure 1.2 :** Relevé de la température ambiante à Bou-Ismaïl durant l'année 2015.

**Figure 1.3 :** Relevé de la température ambiante à Boughezoul durant l'année 2022.

**Figure 1.4 :** La situation géographique de la ville de Boughezoul entre deux importantes surfaces hydrauliques.

**Figure 1.5 :** Les anciens Égyptiens suspendaient des roseaux humides aux fenêtres et aux seuils afin de profiter de l'effet de refroidissement par évaporation.

**Figure 1.6 :** les anciennes tours de vents et le schéma de fonctionnement.[13]

**Figure 1.7 :** 3/4 modèle de la machine à glace de Gorrie du John Gorrie Musée John Gorrie, Apalachicola, Florida. [14]

**Figure 1.8 :** (a) Variation des différentes propriétés de l'atmosphère avec l'altitude. (b) Classification des différentes couches de l'atmosphère. [15]

**Figure 1.9 :** les courbes d'humidité relative constante en fonction d'humidité absolue et la température sèche

**Figure 1.10:** thermomètre à fronde

**Figure 1.11 :** Identification des différentes propriétés sur le diagramme de l'air.

**Figure 1.12 :** Identification des différentes transformations sur le diagramme de l'air.

**Figure 1.13 :** Illustration du processus de chauffage à l'aide d'une batterie de chauffe.

**Figure 1.14 :** Illustration du processus de refroidissement et humidification

**Figure 1.15 :** (a) illustration du processus de déshumidification par refroidissement (b) le processus sur le diagramme de l'air

**Figure 1.16 :** le cycle de sorption, désorption, régénération sur les isothermes en fonction de la pression partielle de la vapeur d'eau

**Figure 1.17 :** la distribution des différents contaminants en fonction de leur diamètre [17]

**Figure 1.18 :** la répartition des syndromes associée avec une mauvaise qualité d'air [18]

**Figure 1.19 :** Répartition du taux d'intégration des systèmes de climatisation en fonction du niveau de revenu dans différents pays du monde.[19]

**Figure 1.20 :** les besoins de froid pendant l'année pour les sites de Alger, Tlemcen et Ghardaïa [20]

**Figure 1.21 :** Classification climatique des différentes zones de l'Algérie [21].

**Figure 1.22 :** représentation de comportement des différents types de matériau adsorbant [21]

**Figure 1.23 :** (a) Charbon Actif (b) Gel de silice (c) Tamis moléculaire

**Figure 1.24 :** schéma représentative de principe d'adsorption

**Figure 1.25 :** les différents types d'isothermes de sorption [35]

- Figure 1.26** : la variation de la contenance en eau du silica gel en fonction du potentiel de sorption
- Figure 1.27** : représentation de refroidissement maximal réalisable d'un humidificateur sur le diagramme de l'air
- Figure 1.28** : (a) courbes caractéristique de fabricant pour plusieurs modèle d'humidificateur (b) élément de volume d'humidificateur (c) les angles d'adhésion
- Figure 2.1** : Vue en plan du local à conditionner
- Figure 2.2a** : Schéma de principe de la centrale de traitement d'air
- Figure 2.2b** : Cycle de Pennington
- Figure 2.3** : Schéma représentatif des différents paramètres du bilan massique/thermique de la roue à dessiccation solide
- Figure 2.4** : Abaque constructeur de la roue de dessiccation
- Figure 2.5** : Bouche de soufflage avec diffuseur horizontal
- Figure 2.6** : Efficacité de la roue à dessiccation
- Figure 2.7** : Schéma représentative des paramètres de bilan thermique sur l'échangeur rotatif
- Figure 2.8** : Schéma représentative des paramètres de bilan thermique dans un passage
- Figure 2.9** : Conception 3D de la pièce en utilisant la CAO
- Figure 2.10** : Schéma descriptive de la géométrie de la roue
- Figure 2.11** : la variation du nombre de Reynolds en fonction de débit
- Figure 2.12**: la variation d'efficacité en fonction de débit pour un échangeur à 400mm de diamètre
- Figure 2.13** : Vue schématique de l'humidificateur.
- Figure 2.14** : (a) vue de côté avec l'angle  $\alpha$  (b) vue perspective
- Figure 2.15** : (a) la surface  $i^{eme}$  passages (b) Surface d'échange de la première surface
- Figure 3.1** : Simulation de température à l'intérieures de local selon les conditions les plus défavorables
- Figure 3.2** : (a) présentation graphique des données avant traitement (b) présentation graphique des données après traitement (c) allure annuelle des données
- Figure 3.3** : présentation graphique de l'allure annuelle des données satellitaire pour le site de Boughezoul l'année 2022
- Figure 3.4** : Les températures moyennes des journées types de chaque mois de l'année 2015 pour le site de Bou-Ismaïl
- Figure 3.5** : Les températures moyennes des journées types de chaque mois de l'année 2022 pour le site de Boughezoul
- Figure 3.6** : Variation de la température ambiante pour la journée type des mois de juillet/aout pour le site de Bou-Ismaïl
- Figure 3.7** : Variation de la température ambiante pour la journée type des mois de juillet/aout pour le site de Boughezoul
- Figure 3.8** : Variation de l'éclairement solaire pour la journée type à Bou-Ismaïl
- Figure 3.9** : Variation de la température à l'intérieur du local pour des débits de soufflage de 0.31 et 0.93 kg/s pour le site de Bou-Ismaïl
- Figure 3.10** : Variation de la température à l'intérieur du local pour des débits de soufflage de 0.31 et 0.93 kg/s pour le site de Boughezoul
- Figure 3.11** : Variation de la température à l'intérieur du local pour le site de Bou-Ismaïl avec modulation du débit.

**Figure 3.12 :** Variation de la température à l'intérieur du local pour le site de Boughezoul avec modulation du débit.

**Figure 3.13 :** Efficacité en fonction de débit pour plusieurs matériaux

**Figure 3.14 :** Porosité en fonction du rayon

**Figure 3.15 :** Surface d'échange en fonction du rayon

**Figure 3.16 :** Capture d'écran de l'interface développée

**Figure 3.17 :** échantillons des pièces fabriquées

**Figure 3.18 :** Bouche de soufflage avec diffuseur horizontal

**Figure 3.19 :** la modification requise sur le diagramme de l'air

**Figure 3.20 :** la modification sur le cycle de base

**Figure 3.21 :** Schéma descriptif de refroidisseur indirecte

**Figure 3.22 :** la deuxième proposition de la modification sur le cycle de base

**Figure 3.23:** la deuxième proposition sur le diagramme de l'air

## Liste des Tableaux

**Tableau 1.1** : les différentes normes avec leur organisation respective

**Tableau 1.2** : les valeurs de nombre de Reynolds en fonction de débit pour les humidificateurs [37]

**Tableau 1.3** : les performances obtenue par l'étude pour les températures d'entrée (a) 32°C (b) 35°C (c) 38°C [38]

**Tableau. 2.1** Coefficients de transfert

**Tableau 2.2** : Coefficients d'échanges globaux

**Tableau 2.3** : La nature et le mode d'apport avec leur valeur associée

**Tableau 2.4** : les apports sensible et latent par occupation

**Tableau 2.5** : les apports par appareils électriques

**Tableau 2.6** : La somme des apports internes

## Liste des Organigrammes

**Organigramme 2.1** : L'algorithme d'application de la méthode  $\epsilon$  – NUT

**Organigramme A.1** : Relation entre le modèle de Capderou et R.sun

**Organigramme A.2** : L'algorithme d'application de modèle Capderou-r.sun combiné



# Nomenclature

## Abréviations

Abréviation	signification
PRG	potentiel de réchauffement global
CFC	chloro-fluoro-carbones
HCFC	hydro-chloro-fluoro-carbones
O <sub>3</sub>	Ozone
H <sub>2</sub> O	L'eau
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
HVAC&R	Heating Ventilation and Air Conditioning & Refrigeration
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
EES	Engineering Equation solver
FI	Indice de faisabilité
COP	Coefficient de performance
PSSASS	Poly Styrene-Sulfonic Acid Sodium Salt
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne
ε-NUT	Efficacité – nombre d'unité de transfert
CTA	Centrale de Traitement de l'Air
<i>NUT</i>	Nombre d'unité de transfert
PLA	Poly Lactic Acid
PA	Polyamide
RMSE	Root mean square deviation
VAV	Variable Air Volume

*Sous-script*

Abréviation	signification
<i>cs</i>	Constante solaire
<i>t</i>	totale
<i>b</i>	Beam (direct)
<i>d</i>	diffus
<i>r</i>	réfléchi
$\beta$	Plan incliné
0	Hors atmosphère, niveau de mer
<i>st</i>	Point de saturation
<i>as</i>	Air sec
<i>w</i>	eau
<i>ejec</i>	éjecteur
<i>si</i>	Silica gel
<i>AL</i>	aluminum
<i>i</i>	interieure
<i>o</i>	sortant
<i>l</i>	latent
<i>a</i>	air
<i>d</i>	desiccant
<i>f</i>	fluid
<i>si</i>	Silica-gel
<i>c</i>	(Cold) froid
<i>h</i>	(Hot) chaud
<i>w</i>	(Wheel) roue
<i>i</i>	intérieure
<i>s</i>	soufflage

**Variables**

Symbole	Définition	Unité
$I$	Eclairement solaire	$W/m^2$
$m$	Mass d'air optique	/
$k_t$	Indice de Clarté	/
$T_{Lc}$	Trouble de Linke corrigé	/
$T_L$	Trouble de Linke	/
$p$	Pression atmosphérique	$Pa$
$z$	L'altitude de lieu	$m$
$m_a$	La masse d'air sèche relative	/
$A_{ws}$	correction saisonnière	/
$T_{rd}$	Transmittance diffuse	/
$F_d$	Fonction angulaire diffus	/
$\bar{T}_{max}$	Température maximum moyenne	$^{\circ}C$
$\bar{T}_{min}$	Température minimum moyenne	$^{\circ}C$
$T$	Température	$^{\circ}C$
$w$	L'humidité absolue	$g/kg_{as}$
$h$	L'enthalpie spécifique	$kJ/kg$
$H$	L'Enthalpie	$J$
$s$	Entropie spécifique	$J/kg \cdot K$
$x$	Fraction molaire	/
$V$	Volume	$m^3$
$PA$	Potentiel d'adsorption	$J/mol$
$HR$	Humidité relative	/
$L_h$	la chaleur d'adsorption	$J/mol$
$Q$	Quantité de chaleur	$W$
$L_v$	Chaleur d'évaporation	$W/kg$
$A$	Surface	$m^2$
$Nu$	Nombre de Nusselt	/
$le$	Nombre de Luis	/
$l$	Longueur d'humidificateur	$m$
$Re$	Nombre de Reynolds	/
$Pr$	Nombre de Prandtl	/
$\dot{m}$	Débit massique	$kg/s$

$w$	humidité	$g/kg_{as}$
$W$	la teneur en eau (d'un solide)	$g/kg$
$M$	Mass	$kg$
$L$	longueur	$m$
$H$	enthalpie	$J$
$h_t$	Coefficient de transfert de chaleur	$W/(m^2 K)$
$h_w$	Coefficient de transfert de mass	$g/(m^2 g/kg_{as})$
$\epsilon$	Efficacité	/
$C$	Capacitance thermique	$W/K$
$\bar{C}$	Capacitance thermique moyenne	$W/K$
$NUT$	Nombre d'unité de transfert	/
$C^*$	Rapport de capacitance	/
$D_h$	Diamètre hydraulique	$m$
$U$	Coefficient de transfert global	$W/m^2 K$
$Q_v^{pass}$	Débit volumique par passage	$m^3/s$
$h_{eff}$	Hauteur effective	$m$
$R_i$	Rayon i	Indice
$n$	Nombre des cercles	/
$k$	Conductivité thermique	$W/m K$
$Nu$	Nombre de Nusselt	/
$Re$	Nombre de Reynolds	/
$\rho$	La masse volumique	$kg/m^3$
$C_p$	Chaleur spécifique	$kJ/kg K$

**Symboles Grecs**

Symbole	Définition	Unité
$\tau$	Turbidité de l'air	/
$\beta$	Coefficient de turbidité d'Ångström	$m^{-1}$
$\lambda$	Longueur d'onde	$\mu m$
$\alpha$	Coefficient de longueur d'onde	/
$I_d$	Eclairement diffus	$W/m^2$
$\alpha_{aw}$	Coefficient de correction du à l'absorption par la vapeur d'eau	/
$\phi$	Latitude de lieu	°
$\delta_R$	Mass d'air optique de Rayleigh	/
$\delta_{exp}$	angle d'incidence entre le soleil et le plan incliné	/
$\nu$	Le volume spécifique	$m^3/kg$
$\tau_d$	Temps de séjour	s
$\theta$	Angle de rotation	°
$\lambda$	Longueur d'onde	$\mu m$
$\delta$	Epaisseur	m
$\beta$	Porosité	/

Note : quelque symbole et abréviations n'apparaître qu'une seul fois dans le document donc leurs significations est expliqué sur place

# Introduction Générale

L'intégration des énergies renouvelables dans tous les aspects de notre vie quotidienne revêt une importance cruciale à la fois sur les plans ECONOMIQUE et ECOLOGIQUE. Il convient de noter que toutes les formes d'énergie que nous exploitons aujourd'hui ont une origine solaire, à l'exception de la géothermie. Par conséquent, il est plus efficace et fiable d'exploiter directement l'énergie solaire ainsi que d'autres formes d'énergies renouvelables telles que l'énergie éolienne et la biomasse. Limitant ainsi la contribution à l'augmentation de l'entropie de l'univers.

Toute utilisation d'une source d'énergies renouvelables vient avec l'avantage de la diminution des émissions des gaz à effet de serre ce qui contribue à la prévention de réchauffement de la planète. Pour les systèmes de conditionnement d'air il y a deux écoles. LA PREMIERE ECOLE comprend les systèmes à compression de vapeur, qui utilisent une quantité importante d'énergie électrique pour comprimer les réfrigérants. Cela contribue au réchauffement climatique en raison du potentiel de réchauffement global (PRG) de ces réfrigérants. Certains réfrigérants utilisés dans ces systèmes, tels que les chloro-fluoro-carbones (CFC) et les hydro-chloro-fluoro-carbones (HCFC), ont également un impact sur la couche d'ozone. LA DEUXIEME ECOLE est basée sur l'exploitation de phénomènes physiques tels que la sorption et l'évaporation pour conditionner l'air. Ces systèmes utilisent différents types d'échangeurs de chaleur et ont généralement une consommation d'énergie plus faible. Ils exploitent des mécanismes naturels et évitent l'utilisation de réfrigérants potentiellement nocifs pour l'environnement.

L'objectif principal de ce mémoire est de contribuer au développement des systèmes de conditionnement de l'air par dessiccation en Algérie, en allant jusqu'au stade de la fabrication et de l'identification des zones climatiques les plus appropriées pour l'implémentation de ces systèmes. La région de Boughezoul, située dans les hauts plateaux et représentant une zone semi-aride en Algérie, sera considérée comme une ville modèle pour évaluer les performances du système dans des conditions spécifiques. En réalisant une évaluation approfondie des performances du système dans cette région, nous pourrons fournir des informations précieuses sur l'efficacité, la faisabilité et l'adaptabilité du système de conditionnement d'air par dessiccation dans des zones climatiques similaires en Algérie

Ce mémoire consiste en une étude bibliographique approfondie sur les systèmes de conditionnement de l'air par dessiccation, en mettant l'accent sur les différentes configurations et matériaux utilisés. L'état de l'art actuel dans le domaine sera analysé, permettant d'identifier les avancées récentes ainsi que les lacunes de recherche existantes. Ensuite, une modélisation par éléments sera réalisée pour évaluer la configuration proposée pour le site de Bou-Ismaïl. Cette modélisation permettra d'analyser les performances du système de conditionnement de l'air par dessiccation dans des conditions spécifiques, en tenant compte des paramètres climatiques, des caractéristiques du site et des variables opérationnelles. Les résultats de la simulation seront discutés en détail, mettant en évidence les aspects positifs et les limites du système proposé. Enfin, des perspectives de recherche seront proposées, visant à améliorer et à optimiser davantage les systèmes de conditionnement de l'air par dessiccation.

# Chapitre 1 : Etude Bibliographique

## ● 1-1 INTRODUCTION

L'étude bibliographique menée sur les systèmes de conditionnement de l'air par énergie renouvelable à base thermique a permis d'identifier les avancées récentes dans ce domaine ainsi que les zones où la recherche est stagnante. Cette analyse de la littérature a été effectuée dans le but de comprendre l'état actuel des connaissances et des développements technologiques dans ce domaine spécifique.

## ● 1-2 ECLAIREMENT SOLAIRE

Avant de se lancer dans la production et l'installation de systèmes solaires, il est essentiel de bien connaître le potentiel solaire disponible sur un site donné. Cette connaissance approfondie permet d'assurer une exploitation efficace de l'énergie solaire, en évitant le gaspillage de ressources et d'efforts. Plutôt que de recourir à des méthodes primitives d'essais et d'erreurs, une approche méthodique et bien informée permet d'optimiser la production d'énergie solaire. Effectivement, la maîtrise des caractéristiques de l'éclairement solaire constitue un bon point de départ.

### 1.2.1 Eclairement solaire hors atmosphère

- *Constante solaire*

La constante solaire, notée  $I_{cs}$ , représente l'énergie reçue par unité de surface de la terre en dehors de l'atmosphère, sans atténuation. Sa valeur moyenne est de  $1367 \text{ W/m}^2$ . Avec la considération que la surface planaire terrestre est d'environ  $1.275 \times 10^{14} \text{ m}^2$ , la Terre reçoit en moyenne une puissance totale d'environ  $1.74 \times 10^{17} \text{ W}$

- *Eclairement Hors atmosphère :*

La détermination de l'éclairement hors atmosphère exacte en fonction de temps est obligatoire pour approcher à la valeur de l'éclairement atténué sur une surface

$$I_0 = I_{cs} \left( 1 + 0.033 \cos \frac{360}{365} J \right) \quad 1.1$$

### 1.2.2 Potentiel solaire

L'éclairement solaire incident sur une surface peut être divisé en trois composantes : Eclairéments direct (beam)  $I_b$ , diffus  $I_d$  et réfléchi  $I_r$ . La somme de ces composantes nous donne l'éclairement solaire total incident sur un plan.

$$I_t = I_b + I_d + I_r \quad 1.2$$

Pour évaluer l'éclairement solaire incident, il est nécessaire de procéder aux mesures ou à défaut recourir aux modèles appropriés. Avant de les aborder,

- **Atténuation d'éclairement solaire**

Il existe deux types d'atténuation (1) diffusion par les molécules présentes dans l'atmosphère (Air, eau, poussière). (2) absorption atmosphérique par  $O_3$ ,  $H_2O$  et  $CO_2$ .

La diffusion dépend de la masse d'air traversé, le chemin optique et les quantités de vapeur d'eau et poussière. Plusieurs approches ont été développées.

Rayleigh [5] a proposé un modèle mathématique pour l'estimation de la diffusion par les molécules de l'air (théorie de Rayleigh  $\lambda^{-4}$ ) ainsi que pour la diffusion par la vapeur d'eau et les particules (en fonction de  $\lambda^{-2}$  pour l'eau et  $\lambda^{-0.75}$  pour les particules).

Une deuxième approche est celle proposée par Angström [3, 4] qui est en fonction de la turbidité de l'air pour chaque longueur d'onde tel que :

$$\tau(\alpha, \lambda) = \exp(-\beta\lambda^{-\alpha}m) \quad 1.3$$

**Trouble total de Linke :**

Représente la somme des coefficients d'atténuation due aux particules et gaz présente à l'atmosphère à l'exception de la couverture nuageuse. Ce facteur est introduit par Linke [5] comme l'épaisseur optique d'une atmosphère sèche et propre (appelé aussi atmosphère de Rayleigh) nécessaire pour produire la même atténuation d'éclairement solaire produit par l'atmosphère réelle

- **Indice de Clarté  $k_t$  :**

Cet indice représente le rapport entre l'éclairement solaire reçu au sol à l'éclairement global reçu hors atmosphère

$$k_t = \frac{I_B}{I_0} \quad 1.4$$

### 1.2.3 Modèles d'estimation de l'éclairement solaire

Aujourd'hui, les modèles d'estimation de l'éclairement solaire profitent des récentes avancées technologiques et surtout dans le domaine de l'informatique (développement des algorithmes, intelligence artificielle). Cependant les méthodes les plus utilisées sont basées sur des études statistiques sur des séries de mesures. Ces algorithmes sont généralement développés pour les logiciels d'informations géographiques GIS.

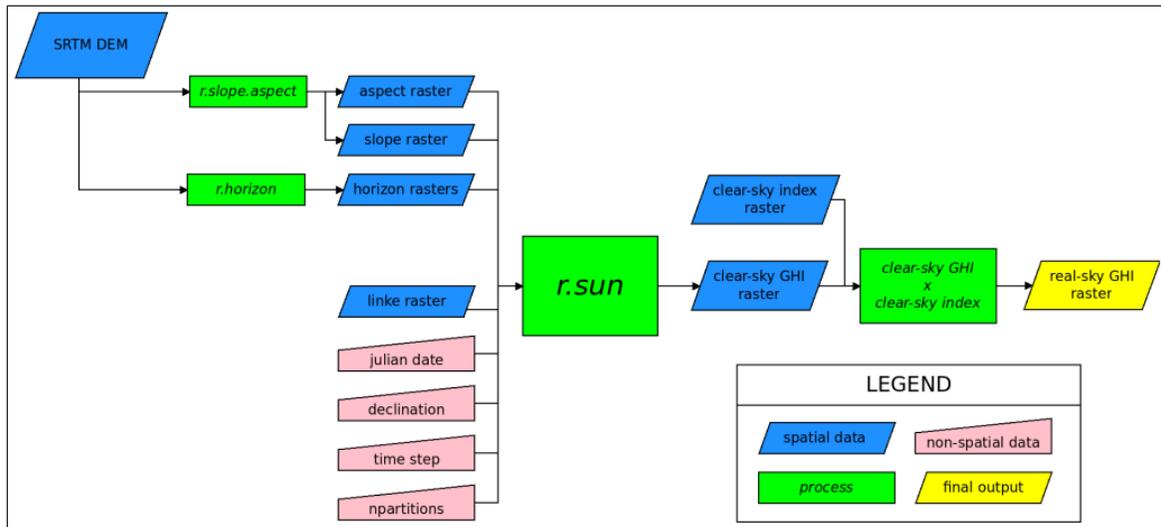
Les premiers modèles sont basés sur les formules empiriques et semi-empiriques décrivant l'atténuation atmosphérique de l'éclairement solaire.

Un des algorithmes les plus établis est le modèle de Brichambaut [6]. Le modèle de Capderou [7] et l'algorithme r.sun [8] sont les modèles les plus utilisés en Algérie.

- **Modèle r.sun :**

A partir des données satellitaires, le modèle r.sun développe un algorithme fonction de la hauteur du soleil, de l'inclinaison de la surface ainsi que l'aspect et l'ombrage du terrain, « digital elevation model ».

Ces modèles, en cours de développement depuis les années 1990 sont donné naissance à plusieurs applications et logiciel [2].



**Figure 1.1 :** Organigramme de l'Implémentation du modèle numérique d'élévation avec r.sun [8]

Le facteur de trouble total de Linke  $T_L^*$  estimé par l'approche de Brichambaut est corrigé pour tenir en compte l'effet de l'altitude de lieu, par :

$$T_{Lc} = \left(\frac{p}{p_0}\right) T_L \quad \text{Avec} \quad \frac{p}{p_0} = \exp\left(-\frac{z}{z_h}\right) \quad 1.5$$

$z_h$  : La hauteur d'atmosphère proche de la surface de la terre établie par Rayleigh  $z_h = 8434.5m$

Sachant que :

$$T_L = T_0 + T_1 + T_2 \quad 1.6$$

Avec :  $T_0 = \frac{9.4+0.9 m_a}{m_a} \alpha_{aw}$  1.7

$m_a$  : La masse d'air sèche relative  $m_a = \frac{p}{p_0} \frac{1}{\sin(h)+0.15(h+3.885)^{-1.253}}$  1.8

$\alpha_{aw}$  : Coefficient de correction du à l'absorption par la vapeur d'eau

Ce dernier est un paramètre extensif qui doit être déterminé expérimentalement. Brichambaut a proposé un modèle semi-empirique, tel que :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\phi) + 0.1(2 + \sin(\phi))A_{ws} - 0.2 z - (1.22 + 0.14 A_{ws})(1 - \sin(h)) \quad 1.9$$

$$T_1 = 0.89^z \quad 1.10$$

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{ws})63^z \quad 1.11$$

Avec  $A_{ws}$  : correction saisonnière en fonction de nombre de jours dans l'année

$$A_{ws} = \sin\left(\frac{360}{365}(J - 121)\right) \quad 1.12$$

Ce facteur de Trouble obtenu par le modèle de Brichambaut est ensuite introduit comme input au modèle r.sun pour déterminer l'éclairement solaire diffus par :

$$I_d = I_{cs} T_{rd} F_d \quad 1.13$$

Avec :

$T_{rd}$  : Transmittance diffuse

$$\rightarrow T_{rd} = -(1.5843)10^{-2} + (3.05430)10^{-2}T_{LC} + (3.797)10^{-4}T_{LC}^2 \quad 1.14$$

$$F_d : \text{Fonction angulaire diffus} \quad \rightarrow F_d = A_0 + A_1 \sin(h) + A_2 \sin^2(h) \quad 1.15$$

$$\begin{cases} A_0 = (2.6463)10^{-1} - (6.1581)10^{-2}T_{LC} + (3.1408)10^{-3}T_{LC}^2 \\ A_1 = 2.0402 + (1.8945)10^{-2}T_{LC} - (1.1161)10^{-3}T_{LC}^2 \\ A_2 = -1.3025 + (3.9231)10^{-2}T_{LC} + (8.5079)10^{-3}T_{LC}^2 \end{cases} \quad 1.16$$

$$\text{Avec : } \text{if } A_0 T_{rd}(h) < 2 \cdot 10^{-3} \text{ donc } A_0 = 2 \cdot 10^{-3} / T_{rd} \quad 1.17$$

Le modele r.sun est aussi utilisé pour déterminer la composante directe de l'éclairement solaire, tel que :

$$I_b = I_0 \exp(-0.8662 * T_{LK} m \delta_R(m)) \sin(h) \quad 1.18$$

$$\text{Avec : } m = \frac{p}{p_0} (\sin(h^{ref}) + 0.50572(h^{ref} + 6.07995)^{-1.6364}) \quad (h^{ref} \text{ et } 6.07995 \text{ en degré}) \quad 1.19$$

$$h^{ref} = h + \Delta h^{ref} \quad 1.20$$

$$\Delta h^{ref} = \frac{0.061359(0.1594 + 1.123 h + 0.065656 h^2)}{1 + 28.9344 h + 277.3971 h^2} \quad 1.21$$

$$\frac{p}{p_0} = \exp\left(-\frac{z}{z_h}\right) \quad 1.22$$

$\delta_R$  : Rayleigh optical thickness

$$\delta_R(m) = \begin{cases} m \leq 20 & 1/(6.6296 + 1.7513m - 0.1202m^2 + 0.0065m^3 - 0.00013m^4) \\ m > 20 & 1/(10.4 + 0.718m) \end{cases} \quad 1.23$$

Et pour un plan horizontal :

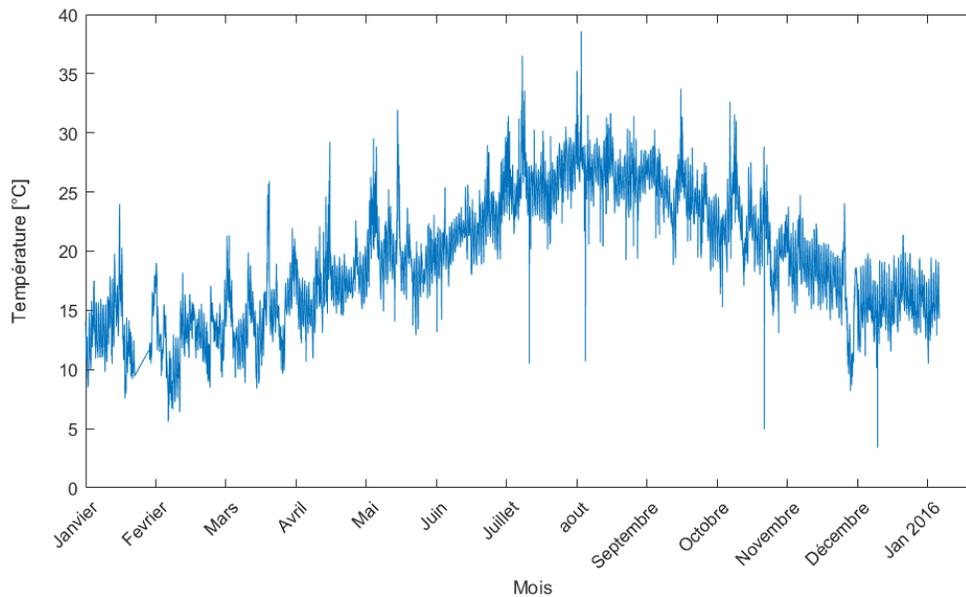
$$I_{bh} = I_0 \exp(-0.8662 T_{LK} m \delta_R(m)) \sin(\delta_{exp}) \quad 1.24$$

Avec  $\delta_{exp}$  : angle d'incidence entre le soleil et le plan incliné

### ● 1-3 TEMPERATURE AMBIANTE

L'estimation de la température ambiante est d'une importance primordiale dans la modélisation des capteurs solaires et dans le système de traitement d'air central. La température ambiante est un phénomène complexe et aléatoire qui ne peut être prédit de manière déterministe. Cependant, il est possible d'effectuer une estimation statistique et probabiliste basée sur des années de mesures afin d'obtenir une approximation de la température ambiante.

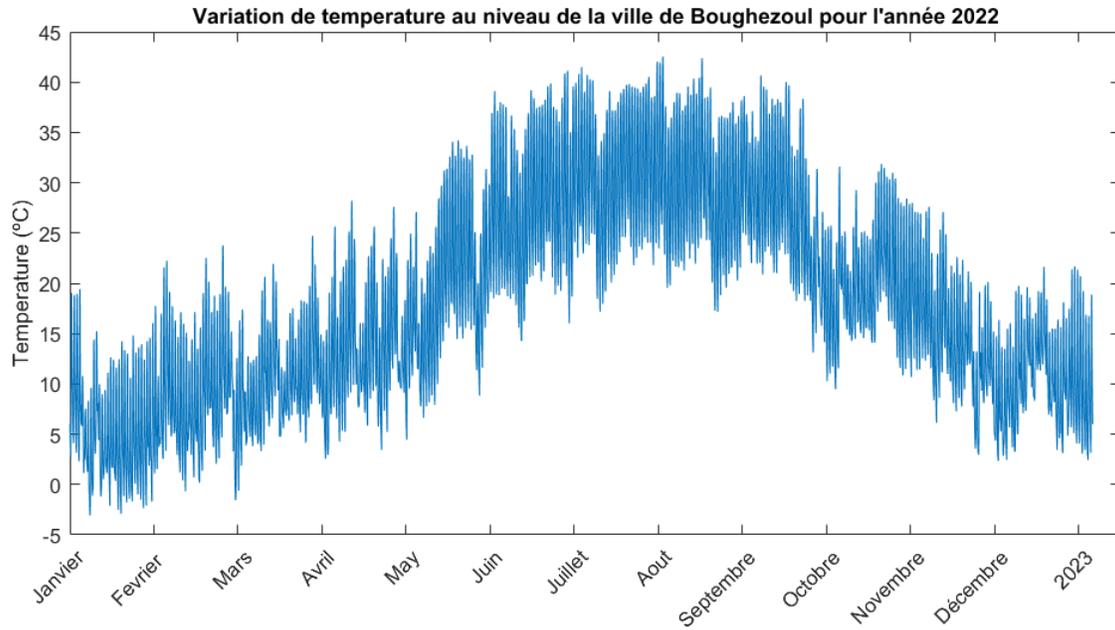
Cela permet de prendre en compte la variabilité et l'incertitude associées à ce paramètre important dans la conception et la gestion des systèmes solaires et de climatisation. Les données météorologiques peuvent être collectées à l'aide des stations météo, voir figure 1.3, qui sont des instruments abordables et largement disponibles. À l'exception des pyromètres. Un réseau national interconnecté intégré à l'infrastructure de télécommunications existante, est une possibilité réalisable. Ce réseau peut bénéficier de plusieurs domaines, tels que l'agriculture, l'aéronautique, etc., en fournissant des données précieuses pour la prise de décision et la recherche scientifique.



**Figure 1.2 :** Relevé de la température ambiante à Bou-Ismaïl durant l'année 2015.

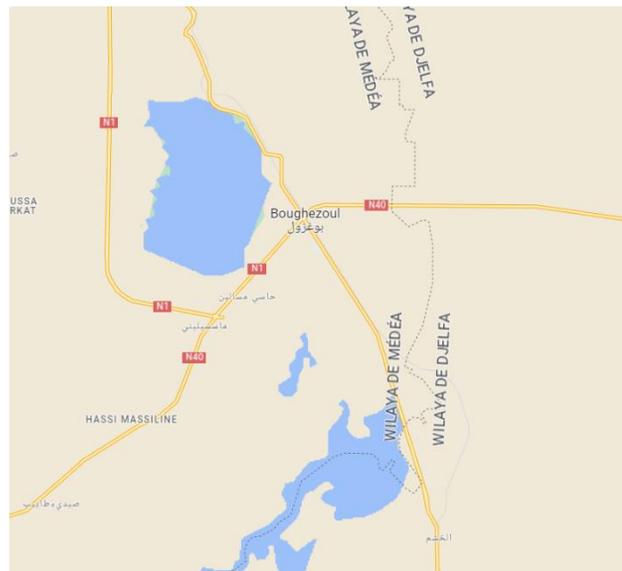
L'utilisation des données satellitaires est une alternative avec un compromis au niveau de la précision. La NASA a établi plusieurs programmes pour des bases de données mondiales open-source.

La figure 1.3 représente la variation de la température ambiante au niveau de la ville de Boughzoul d'après les données de la NASA



**Figure 1.3 :** Relevé de la température ambiante à Boughezoul durant l'année 2022.

Boughzoul représente une ville type de la région semi-aride des Hautes plateaux de l'Algérie. En raison de la présence des bassins et de barrages elle présente des taux d'humidité élevés avec des températures dépassent les 40 degré en été. Ce qui nécessite un control de l'humidité.



**Figure 1.4 :** La situation géographique de la ville de Boughezoul entre deux importantes surfaces hydrauliques.

### 1.3.1 Modèles d'estimation de la température ambiante

Lorsqu'il s'agit de bases de données, il est important de reconnaître qu'elles peuvent contenir des mesures erronées et des lacunes, ce qui nécessite une analyse, un diagnostic et un traitement appropriés.

Après traitement les données peuvent être ajustées au sens des moindres carrés pour établir un modèle. Modèles utilisant des fonctions périodiques.

- Modèle de Lazzarin

Le modèle rapporté par Lazzarin [49] propose la reconstitution de la variation journalière de la température ambiante, à partir des données météo ; en considérant séparément les phases ascendantes et descendantes, tel que :

- partie croissante

$$T = \frac{\bar{T}_{max} + \bar{T}_{min}}{2} - \frac{\bar{T}_{max} - \bar{T}_{min}}{2} \cos[\omega_1(t - t_1)] \quad \text{Avec : } \omega_1 = \frac{\pi}{t_{max} - t_1} ; \quad 1.25$$

- partie décroissante

$$T = T_2 + B \cos[\omega_2(t - t_2)] \quad \text{Avec : } B = (\bar{T}_{max} - T_2) ; \quad \omega_2 = \frac{\pi}{t_3 - t_{max}} ; \quad 1.26$$

$$\text{Et : } T_2 = \bar{T} \frac{24}{t_3 - t_{max}} - \frac{\bar{T}_{max} + \bar{T}_{min}}{2} \frac{t_{max} - t_1}{t_3 - t_{max}} \quad 1.27$$

$t_1$  : Temps de lever de jour

$t_3$  : Temps de lever de j+1

$t_{max}$  : Le temps correspond à la température max

- Modèle d'une somme des sinusoides

Le modèle d'une somme des sinusoides est un model mathématique simple et efficace. Utilisé avec un ajustement non-linéaire. Le nombre de termes est relie directement à l'allure de nuage de points

$$T(t) = a_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + a_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2) + \dots a_n \sin(\omega_n t + \phi_n) \quad 1.28$$

## ● 1.4 CONDITIONNEMENT DE L'AIR

Le conditionnement de l'air est le processus visant à conditionner et maintenir une température, un taux d'humidité et une qualité d'air souhaitables afin de répondre aux exigences du confort humain. Le terme "climatisation" englobe également les aspects de chauffage, de ventilation et de réfrigération, regroupés sous l'acronyme "HVAC&R". Ainsi, la climatisation englobe un ensemble de systèmes et de technologies visant à réguler les paramètres environnementaux pour assurer un confort thermique, une circulation d'air adéquate et une purification de l'air dans divers espaces, tels que les bâtiments résidentiels, commerciaux et industriels.

### 1.4.1 Climatisation Solaire

La climatisation solaire fait référence à tout système de climatisation qui utilise l'énergie solaire comme source d'alimentation. Cela peut être réalisé à travers différents moyens, tels que la conception solaire passive, la conversion de l'énergie solaire thermique ou la conversion photovoltaïque.

La conception solaire passive vise à tirer parti des caractéristiques du soleil, telles que l'orientation du bâtiment, l'utilisation de matériaux isolants et la gestion de la ventilation, afin de minimiser les besoins en climatisation. La conversion de l'énergie solaire thermique implique l'utilisation de panneaux solaires thermiques pour chauffer un fluide de travail, qui est ensuite utilisé pour alimenter un système de refroidissement.

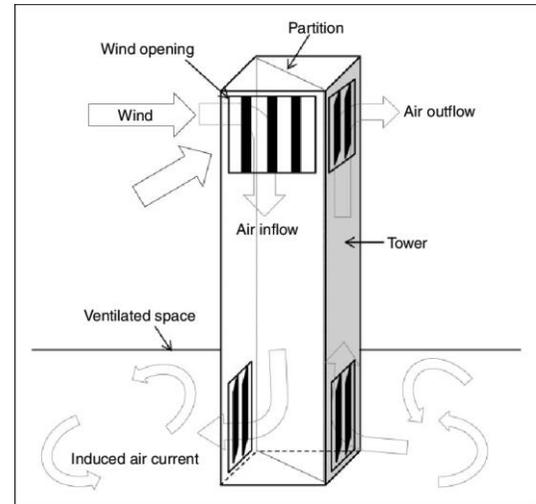
Enfin, la conversion photovoltaïque consiste à utiliser des panneaux solaires photovoltaïques pour produire de l'électricité, qui peut ensuite être utilisée pour alimenter des systèmes de climatisation. Ces différentes approches de la climatisation solaire contribuent à réduire la dépendance aux combustibles fossiles et à promouvoir l'utilisation d'une source d'énergie renouvelable pour répondre aux besoins de refroidissement.

### 1.4.2 Historique

Le besoin de refroidissement et de climatisation remonte à une époque aussi ancienne que l'humanité elle-même. Il est évident, à travers le mode de vie des anciennes civilisations, que l'homme recherchait des conditions de confort plus favorables. Les anciennes caves, les forêts et les régions côtières étaient choisies comme lieux d'habitation, comme en témoignent les anciens Égyptiens, les Grecs, les Romains, et bien d'autres. Ces civilisations ont développé des stratégies et des techniques pour atténuer les effets de la chaleur et créer des environnements plus agréables. Par exemple, les Égyptiens utilisaient des systèmes de ventilation et de refroidissement par évaporation pour rafraîchir leurs maisons, tandis que les Romains utilisaient des systèmes d'aqueducs et de circulation d'eau pour maintenir des températures confortables dans leurs bâtiments. Ces pratiques témoignent de la préoccupation de l'homme pour le confort thermique et de sa quête perpétuelle de solutions pour y parvenir. Aujourd'hui, la technologie moderne a considérablement évolué, permettant des systèmes de climatisation et de refroidissement plus avancés et plus efficaces pour répondre à nos besoins de confort dans divers environnements.



*Figure 1.5 : Les anciens Égyptiens suspendaient des roseaux humides aux fenêtres et aux seuils afin de profiter de l'effet de refroidissement par évaporation.*



**Figure 1.6 :** les anciennes tours de vents et le schéma de fonctionnement.[10]

La première machine frigorifique est apparue en 1850 grâce à l'invention de la machine de production de glace par le Dr John Gorrie, [11].

Le Dr John Gorrie, physicien américain, a découvert l'effet de refroidissement de l'air lors d'expériences menées en 1842 pour abaisser la température des patients atteints de la fièvre jaune. Son approche consistait à comprimer un gaz, puis à le refroidir à l'aide d'un radiateur (échangeur de chaleur), et enfin à le dilater pour obtenir une température plus basse. Cette méthode lui a permis de créer un dispositif de refroidissement qui était considéré comme la première machine de production de glace. L'objectif initial de Gorrie était de fournir un soulagement aux patients souffrant de fièvre, mais cette invention a également ouvert la voie au développement ultérieur de la technologie de la climatisation et de la réfrigération.



**Figure 1.7 :** 3/4 modèle de la machine à glace de Gorrie du John Gorrie Musée John Gorrie, Apalachicola, Florida. [11]

Effectivement, le principe découvert par le Dr John Gorrie est toujours largement utilisé de nos jours dans les systèmes à compression de vapeur (vapor-compression systems). Il a abandonné son emploi dans le domaine médical pour se consacrer à la réalisation d'un système de production de glace, aboutissant à la création de la première machine de production de glace au monde en 1851. Malheureusement, il n'a pas eu l'opportunité de voir son système industrialisé ni d'établir une usine de production à grande échelle. Il est décédé à l'âge de 55 ans (1803-1855). Ce travail a offert au monde une méthode de refroidissement qui a perduré pendant des décennies. Cependant, Durant cette période, l'absence d'innovation notable peut être attribuée à la précipitation des individus à exploiter une technologie qui n'était pas encore pleinement mature.

D'autre part, cette technologie s'est rapidement répandue à travers le monde et a établi les normes pour tous les besoins en réfrigération à l'échelle mondiale pour répondre aux exigences de refroidissement. Le calcul était basé sur la quantité de glace nécessaire pour atteindre l'effet de refroidissement souhaité. C'est à partir de ce concept que la terminologie des "tonnes de refroidissement" a été introduite et est encore utilisée de nos jours. En effet, une "tonne de refroidissement" correspond à la masse de glace requise pour produire un effet de refroidissement spécifique, équivalent à une tonne de glace produite.

La révolution de la climatisation a été déclenchée en 1902 par Willis Carrier [12] avec l'introduction de l'énergie électrique dans les climatiseurs à compression de vapeur. Cette innovation a été considérée comme une solution efficace pour résoudre les problèmes d'humidité rencontrés dans une imprimerie. Willis Carrier a développé un ensemble d'outils et de techniques qui lui ont permis de mieux comprendre le processus de contrôle de la température et de l'humidité de l'air. Parmi ces outils, on peut citer le diagramme psychrométrique qui lui a permis d'analyser et de visualiser les propriétés thermodynamiques de l'air et de déterminer les conditions idéales de confort. Ces avancées ont grandement contribué à l'évolution de la science de la climatisation.

### **1.4.3 L'air Humide**

L'air est une composition de gaz présents dans l'atmosphère, et sa composition varie en fonction de divers facteurs tels que le temps, le lieu, la température et l'altitude. Lorsque de la vapeur d'eau est présente dans l'air, on parle d'air humide.

Le taux de dioxyde de carbone dans l'atmosphère était un sujet de recherche intéressant pendant les dernières années, Gatley et al. 2008 [13] avec Keeling et al. 2005 [14] ont constaté que le taux de CO<sub>2</sub> était de 0.0379% en 2005 et il est en train d'augmenter de 0.00019% chaque année, avec l'estimation qu'en 2036 il va atteindre 0.0438%. L'augmentation de taux de CO<sub>2</sub> est généralement accompagnée avec la diminution de taux d'O<sub>2</sub> (20.9352% en 2036).

L'air humide peut être considéré comme une solution binaire composée d'air sec et de vapeur d'eau. Le taux d'humidité dans l'air varie de zéro, représentant l'air sec, jusqu'à une valeur maximale de saturation qui dépend de la température et de la pression atmosphérique.

Des efforts pour la normalisation des paramètres de l'atmosphère ont été munis par les états unis (U.S. Standard atmosphère 1962 [15])

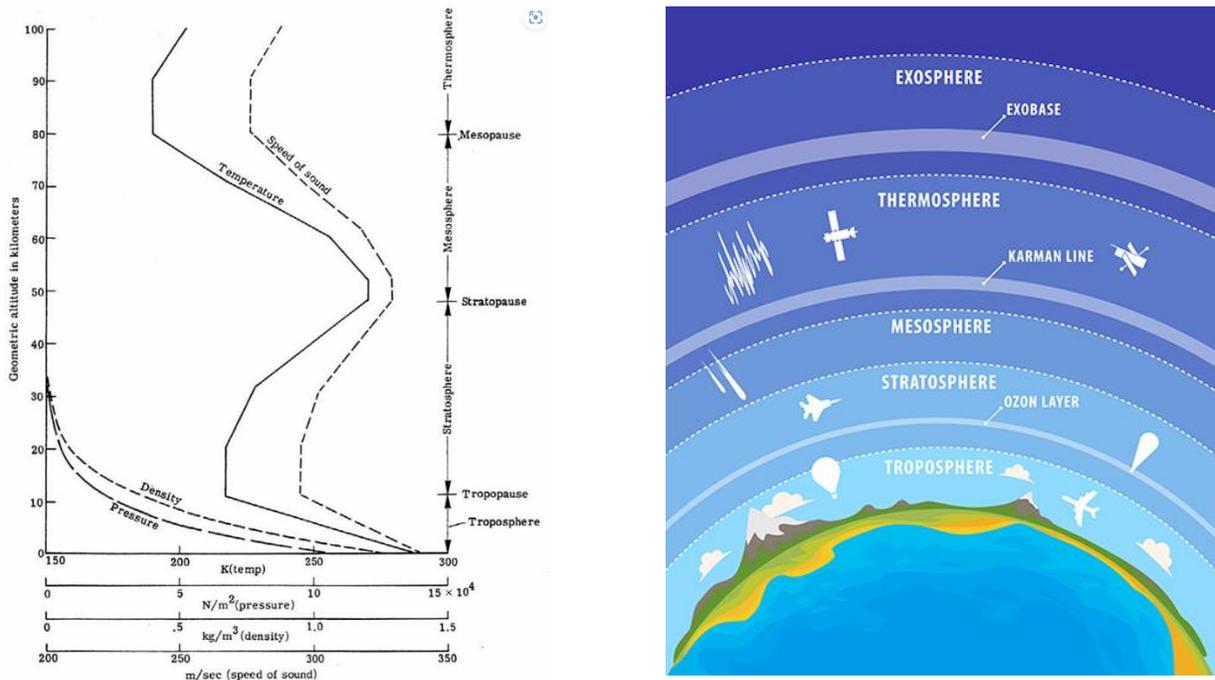


Figure 1.8 : (a) Variation des différentes propriétés de l'atmosphère avec l'altitude. (b) Classification des différentes couches de l'atmosphère. [15]

### 1.4.4 Psychrométrie

La psychrométrie utilise les propriétés thermodynamiques pour analyser l'air humide. La normalisation des propriétés de l'atmosphère permet d'avoir des valeurs standards pour chaque scénario. Par exemple, la température standard au niveau de la mer est de 15°C alors que la pression standard est de 101325 Pa.

Pour une altitude  $Z$  (en km) inférieure à 12 km on a les corrélations :

$$P = 101325(1 - 2.25577 \times 10^{-5} Z)^{5.2559} \quad 1.29$$

$$T = 15 - 0.0065 Z \quad 1.30$$

### 1.4.5 Propriétés thermodynamiques

La normalisation des propriétés de l'air permet de créer une référence standard pour mesurer et évaluer les transformations. Pour cela, la Commission internationale des poids et mesures a établi une échelle internationale de température qui attribue des propriétés spécifiques à l'air. Cette échelle sert de base pour l'étalonnage des instruments de mesure utilisés dans le domaine de la psychrométrie.

$T$  : La température

$W_s$  : L'humidité absolue au point de saturation

$v$  : Le volume spécifique

$h$  : L'enthalpie spécifique

$s$  : Entropie spécifique

- **Pression de saturation**

La pression de saturation de l'eau liquide avec des températures de 0°C à 200°C est déterminée à l'aide des corrélations empiriques.

$$\ln(p_{ws}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6 \ln(T) \quad 1.31$$

$$C_1 = -5.8002206 \text{ e}3 \quad / \quad C_2 = 1.3914993 \quad / \quad C_3 = -4.8640239 \text{ e-}2$$

$$C_4 = 4.1764768 \text{ e-}5 \quad / \quad C_5 = -1.4452093 \text{ e-}8 \quad / \quad C_6 = 6.5459673$$

- **Humidité absolue**

L'humidité absolue est le rapport entre la masse d'eau sur la masse d'air sec

$$W = M_{H_2O}/M_{as} \quad 1.32$$

En termes de fraction molaire :

$$W = 0.621945 \frac{x_{eau}}{x_{as}} \quad 1.33$$

En termes de pression partielle :

$$W = 0.621945 \frac{p_{eau}}{p-p_{eau}} \quad 1.34$$

- **Humidité Relative HR**

L'humidité relative est le rapport entre la fraction molaire de l'eau sur la fraction molaire d'eau saturé

$$HR = \frac{x_{eau}}{x_{eau,s}} \quad \rightarrow \quad HR = p_{eau}/p_{eau,s} \quad 1.35$$

En utilisant Matlab et les équations psychrométriques on peut tracer les courbes de chaque humidité relative

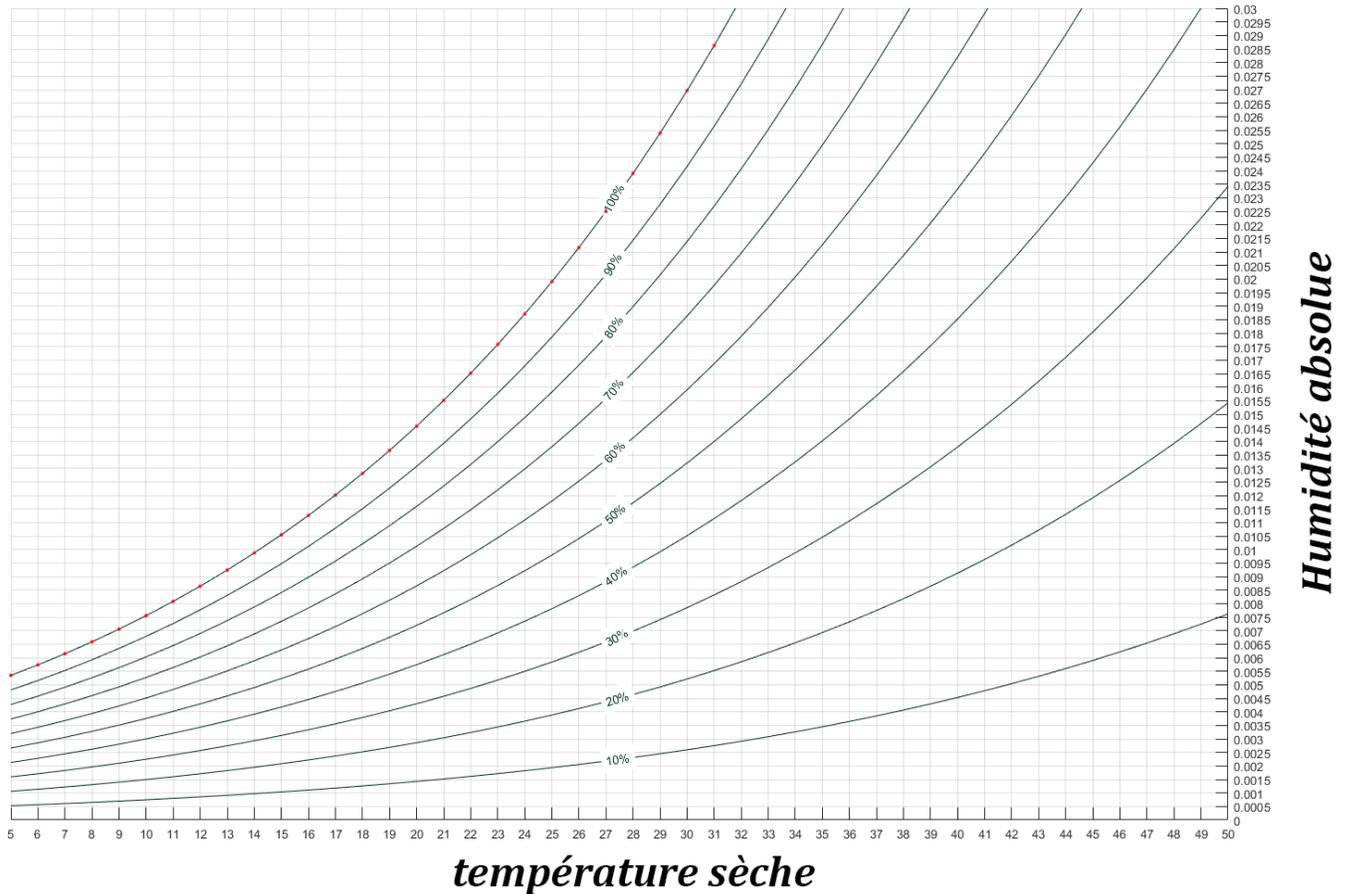


Figure 1.9 : les courbes d'humidité relative constante en fonction d'humidité absolue et la température sèche

- **Volume spécifique**

Le volume spécifique est le rapport entre le volume sur la masse d'air sec

$$v = V/M_{as} = V/(28.966 m_{as}) \quad 1.36$$

$$v = \frac{RT}{28.966(p-p_{eau})} = \frac{R_{as}T}{p-p_{eau}} \quad 1.37$$

- **Enthalpie de l'air**

L'enthalpie de l'air humide peut être calculée par la somme d'enthalpie d'air sec et l'enthalpie de la vapeur d'eau

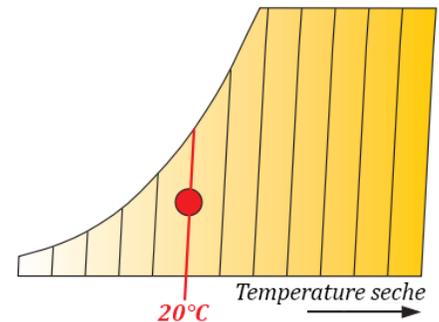
$$h = h_{as} + W h_{eau} \quad 1.38$$

- **Température de rosée**

La température de rosé est la température à laquelle la condensation s'effectue. En utilisant une méthode itérative on obtient :

$$T_r = C_1 + C_2 \ln p_w + C_3 (\ln p_w)^2 + C_4 (\ln p_w)^3 + C_5 (\ln p_w)^{0.1984} \quad 1.39$$

- $C_1 = 6.54$
- $C_2 = 15.526$
- $C_3 = 0.7389$
- $C_4 = 0.09486$
- $C_5 = 0.4569$



- **La température sèche**

C'est la température de l'air humide mesurée avec un thermomètre à bulbe sec (Température fournie par la météo).

- **La température humide**

C'est la température de l'air mesurée avec un thermomètre protégé de l'éclairage solaire, mouillé et ventilé. L'instrument est appelé thermomètre à fronde

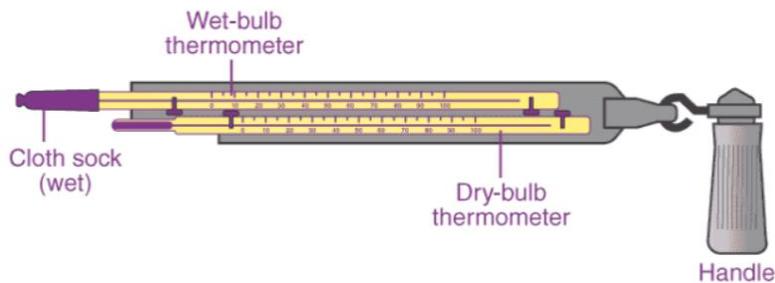
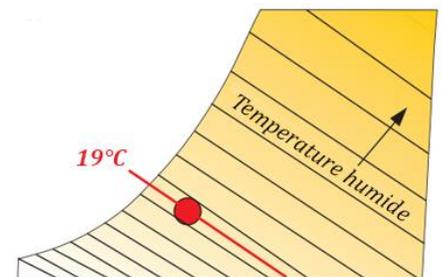


Figure 1.10: thermomètre à fronde

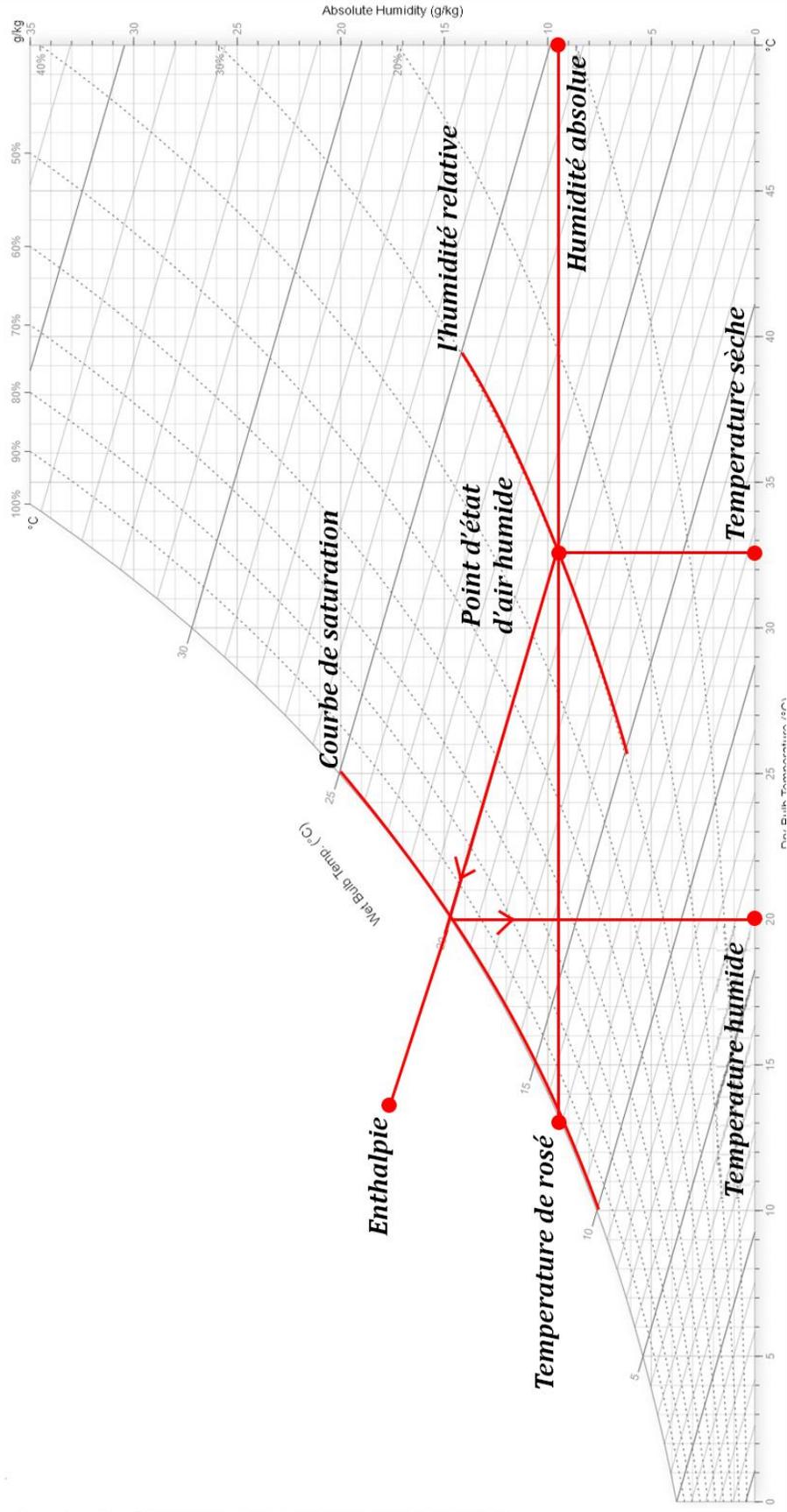
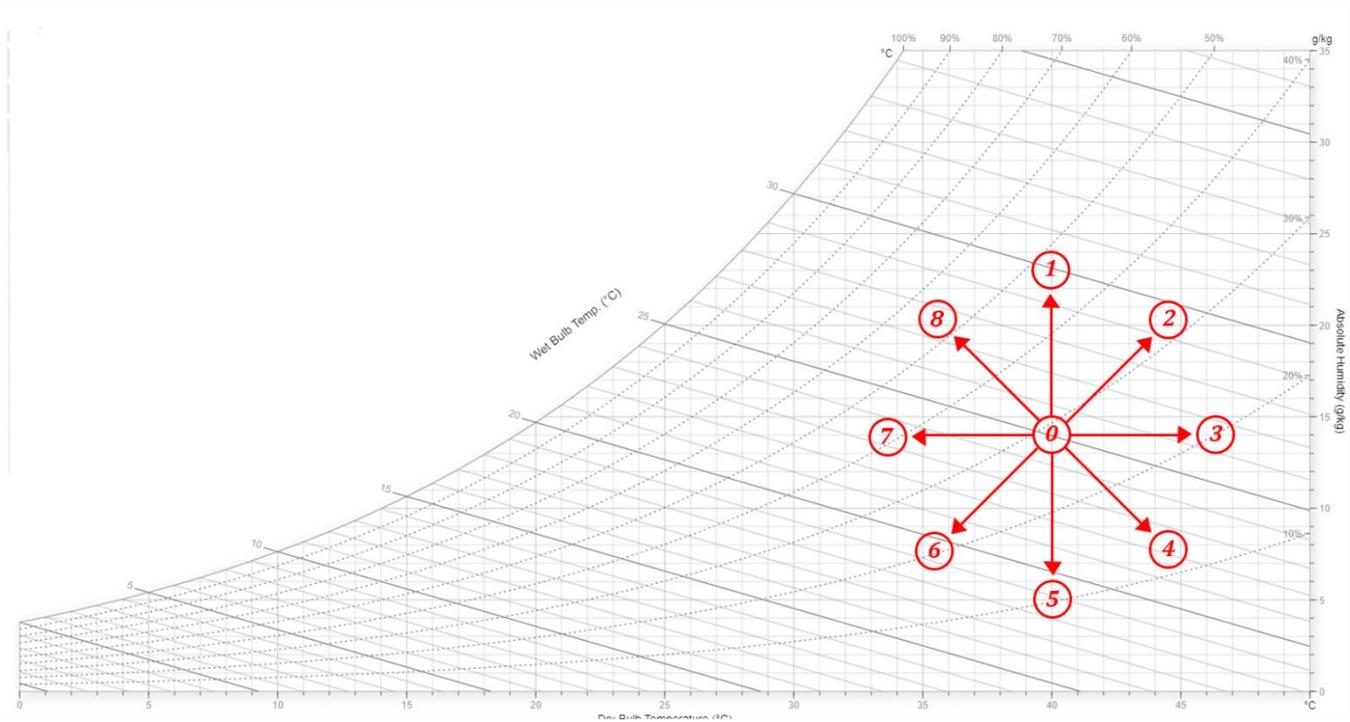


Figure 1.11 : Identification des différentes propriétés sur le diagramme de l'air.

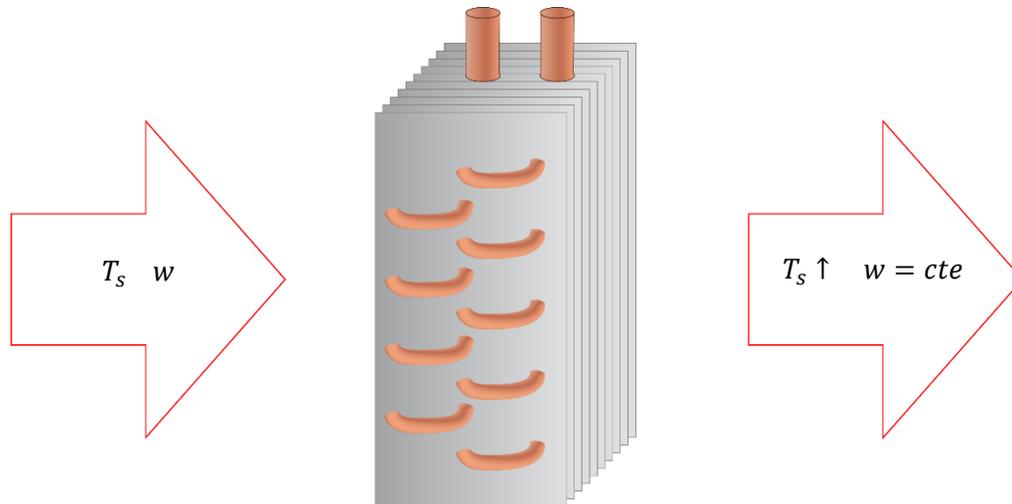
### 1.4.6 Les Transformations

Les processus liés au traitement de l'air sont représentés sur le diagramme de l'air. Ce diagramme présente théoriquement huit transformations possibles. Cependant, dans la pratique, certaines transformations ne sont pas réalisables individuellement. Par conséquent, il est souvent nécessaire de combiner deux ou plusieurs autres transformations pour effectuer le processus souhaité.



**Figure 1.12 :** Identification des différentes transformations sur le diagramme de l'air.

- ①-① Humidification: processus de transformation visant à augmenter le taux d'humidité de l'air sans altérer sa température sèche.
- ①-② Chauffage avec humidification : processus de transformation qui vise à augmenter à la fois le taux d'humidité et la température de l'air. Cette transformation suit une ligne diagonale sur le diagramme de l'air, où la pente de la diagonale dépend de la température de la vapeur d'eau surchauffée et de l'air ambiant.
- ①-③ Chauffage : processus de transformation qui vise à augmenter la température sensible de l'air sans augmenter son taux d'humidité.
- ①-④ Chauffage et déshumidification : processus de transformation qui a pour objectif de réduire le taux d'humidité tout en augmentant la température de l'air.
- ①-⑤ Déshumidification : processus visant à éliminer l'humidité de l'air sans modifier sa température.

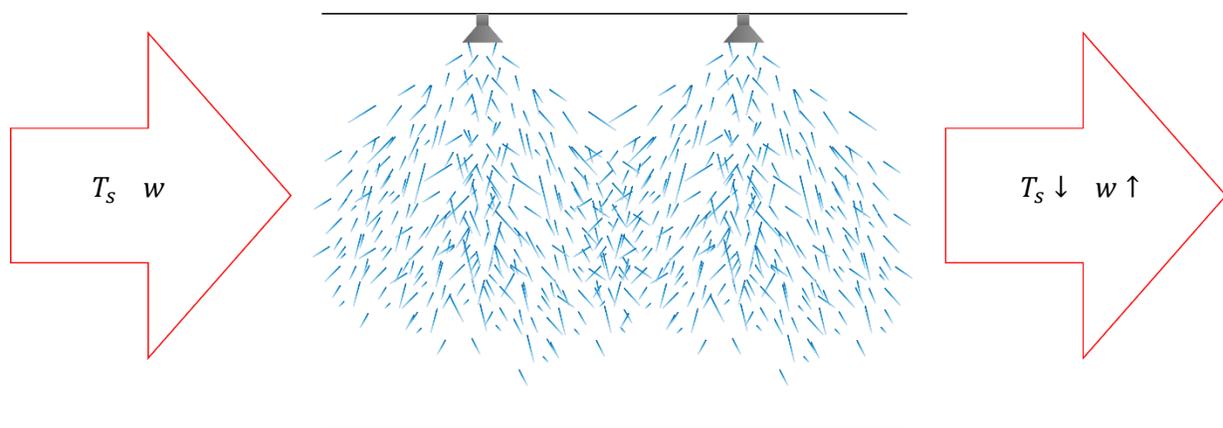


**Figure 1.13 :** Illustration du processus de chauffage à l'aide d'une batterie de chauffe.

①-⑥ Refroidissement et déshumidification : La déshumidification impose généralement une augmentation de la température, si les procédés à sorption sont utilisés. La déshumidification avec refroidissement est une transformation qui peut être réalisée par un procédé de mélange avec un autre air plus froid et moins humide

①-⑦ Refroidissement sensible : processus de transformation visant à diminuer la température de l'air sans altérer son taux d'humidité.

①-⑧ Refroidissement et humidification : le processus de humidification est accompagné de l'introduction de la vapeur d'eau dans l'air. La vapeur d'eau ayant une chaleur spécifique plus élevée que l'air tend à avoir un effet de refroidissement.



**Figure 1.14 :** Illustration du processus de refroidissement et humidification

### 1.4.7 Les processus de déshumidification

Le processus de condensation est utilisé dans les premières machines de déshumidification. Lorsque l'air est refroidi en dessous de son point de rosée, la vapeur d'eau qu'il contient se condense, ce qui permet de retirer l'humidité de l'air. Ces machines fonctionnent en refroidissant l'air pour provoquer la condensation de la vapeur d'eau, puis en récupérant l'eau condensée pour la séparer de l'air. Ainsi, l'air est déshumidifié par refroidissement dans ce processus.

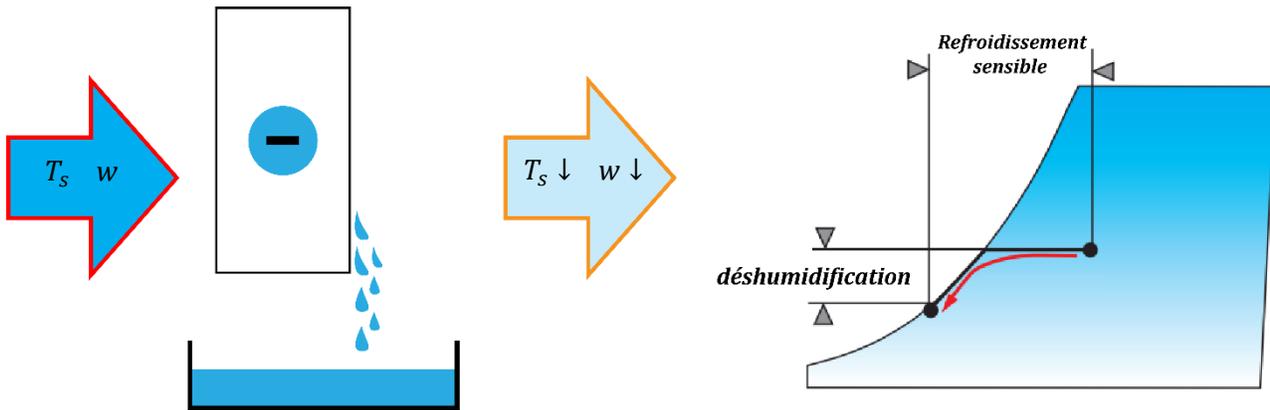


Figure 1.15 : (a) illustration du processus de déshumidification par refroidissement (b) le processus sur le diagramme de l'air

La déshumidification par condensation consomme beaucoup d'énergie en raison de la génération d'entropie liée à l'efficacité de l'échangeur thermique.

Un autre processus utilisé dans la déshumidification est celui de la sorption, qui englobe l'adsorption et l'absorption. Ce processus est parfois également appelé dessiccation.

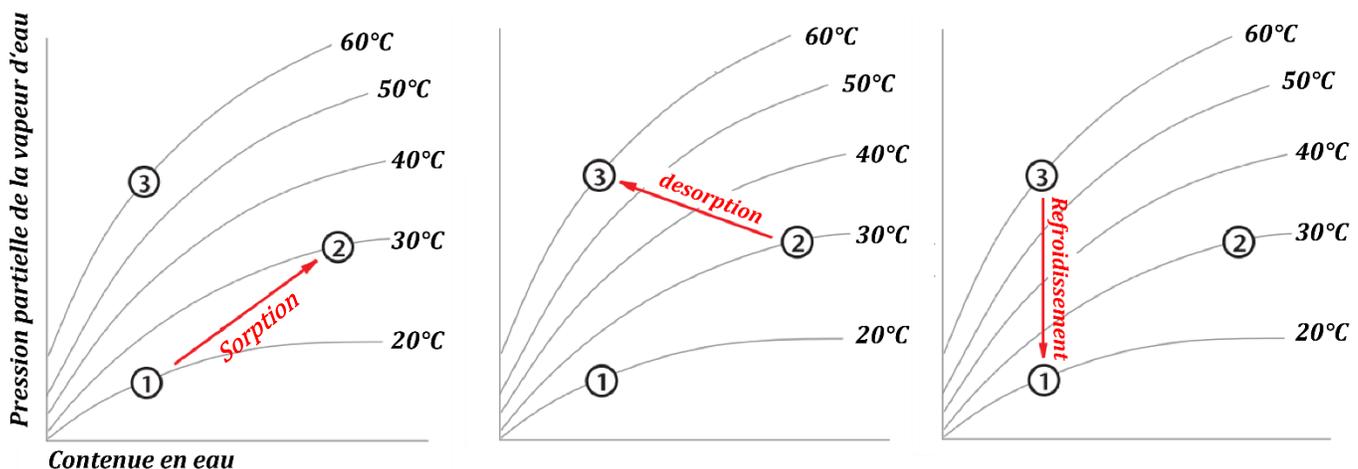


Figure 1.16 : le cycle de sorption, désorption, régénération sur les isothermes en fonction de la pression partielle de la vapeur d'eau

Le matériau dessiccant attire la vapeur d'eau en créant une zone de basse pression à sa surface. En raison de la pression partielle plus élevée de la vapeur d'eau dans l'air, les molécules d'eau migrent vers la surface du dessiccant, ce qui permet de déshumidifier l'air. Une fois que le matériau dessiccant a absorbé suffisamment d'eau et est devenu saturé, il doit être chauffé pour être régénéré. Ce processus de régénération implique généralement l'application de chaleur pour évaporer l'eau du matériau. Après la régénération, le matériau dessiccant doit être refroidi pour revenir à une température plus basse et se préparer à un nouveau cycle. Le refroidissement se fait généralement en maintenant le matériau à une température constante, également appelée isotherme.

#### **1.4.8 Contaminants**

Les contaminants de l'air peuvent être généralement classés en deux catégories : les particules et les gaz. Cette distinction est essentielle pour déterminer les stratégies et les équipements de contrôle de la qualité de l'air.

Les particules peuvent varier en taille et se présenter sous forme liquide, gazeuse ou solide. Elles peuvent inclure des substances telles que la poussière, la fumée, les brouillards et les aérosols. Les particules sont classées en fonction de leur taille, comme les particules fines, ultrafines, visibles, invisibles, macroscopiques, microscopiques et submicroscopiques. Elles peuvent également être classées en fonction de leur interaction avec le système respiratoire humain.

Les gaz, quant à eux, sont des contaminants chimiques. Ces molécules et atomes sont plus petits en taille que les particules. Les gaz peuvent être divisés en deux sous-catégories :

- Gaz : ils sont à l'état gazeux aux conditions ambiantes standard, par exemple l'oxygène.
- Vapeur : ils ne sont pas à l'état gazeux aux conditions ambiantes standard, mais se trouvent à l'état gazeux dans des conditions spécifiques. Par exemple, la vapeur d'eau.

La détermination de la taille de contaminant selon l'environnement de travail avec un bilan doit être effectué afin de choisir les filtres appropriés et ainsi d'estimer leur durée de vie.

Ainsi que la température la qualité d'air joue un rôle très important pour atteindre le confort humain, l'humidité bien dit la vapeur d'eau doit être équilibré dans un espace. Un microclimat trop sec peut introduire des symptômes de fatigue et douleurs

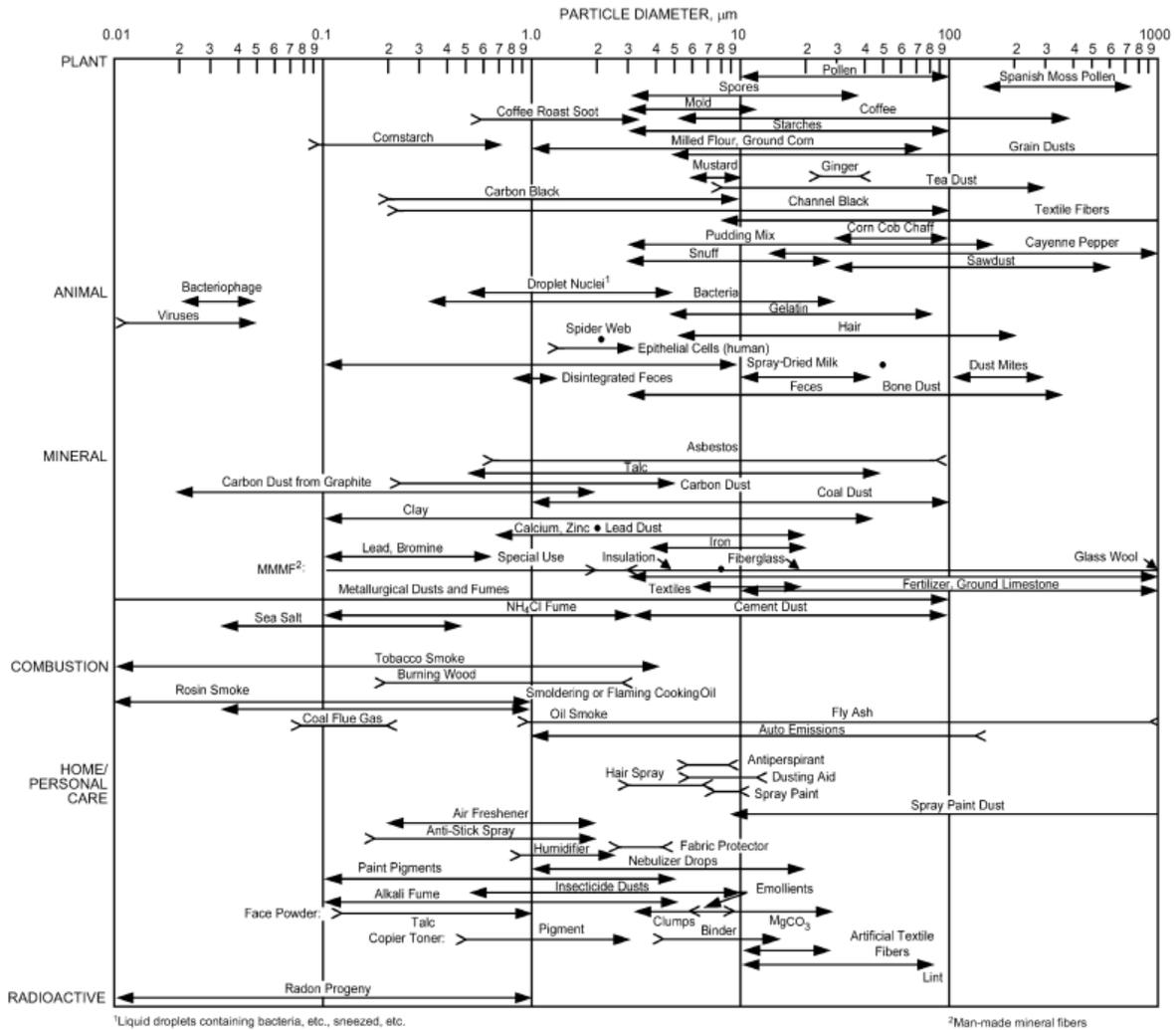


Figure 1.17 : la distribution des différents contaminants en fonction de leur diamètre [16]

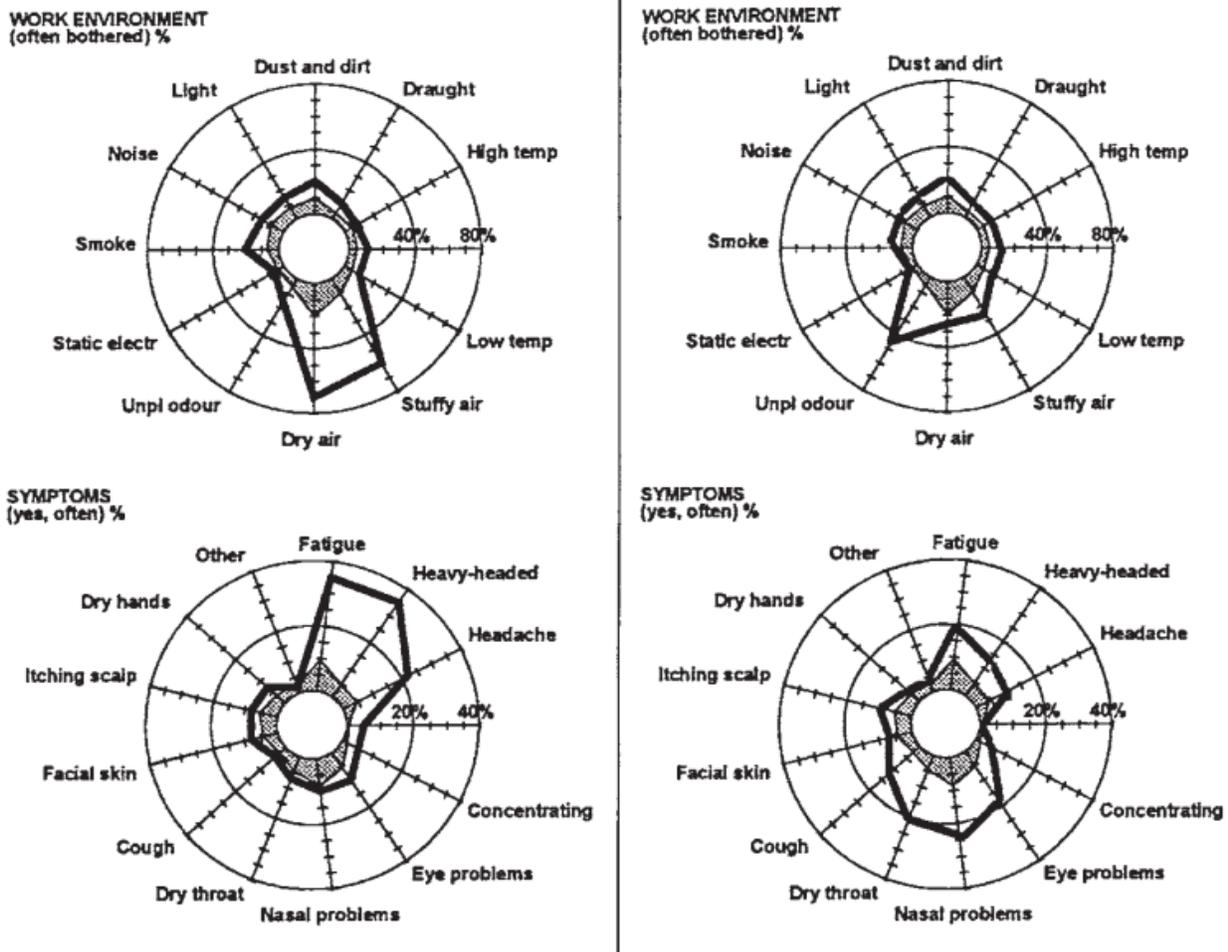


Figure 1.18 : la répartition des syndromes associe avec une mauvaise qualité d'air [17]

### 1.4.9 Normes et standards

Le domaine de conditionnement et traitement de l'air est vaste. Il est aussi caractérisé par la versatilité d'application des processus ce qui ouvre la porte pour un nombre infini de configurations ce qui n'est pas rentable à l'échelle mondiale et même régionale. Les efforts pour normaliser et établir des standards de travail dans ce domaine sont effectués par plusieurs organisations dans le monde

Il existe des normes pour chaque processus et étape dans le dimensionnement d'un système de conditionnement d'air, débutons par les normes de calcul de la charge sensible et latent, les normes pour les conduits et la tuyauterie, normes de choix des composants etc...

Quelques normes sont citées dans le tableau 1.1.

**Tableau 1.1** : les différentes normes avec leur organisation respective [16]

Sujet	Titre	Organisation
Apports Calorifique	DTR Document technique réglementaire	L'Algérie, Ministère de l'habitat et l'urbanisme, CNERIB
Systèmes HVAC	Residential Equipment Selection	ACCA
Systèmes HVAC	HVAC Quality Installation Specification	American National Standards Institute ,ANSI
Systèmes HVAC	Ducted Air-Conditioners and Air-to-Air Heat Pumps—Testing and Rating for Performance	International Organization for Standardization, ISO
HVAC Bateaux	Mechanical Refrigeration and Air-Conditioning Installations Aboard Ship	ANSI/ASHRAE 26-2010
Filtres à Air	Comfort, Air Quality, and Efficiency by Design, ACCA Manual RS-1997	ACCA
Centrale traitement d'air	Central Station Air-Handling Units	ANSI/AHRI 430-2014
Chambres blanches	Practice for Tests of Cleanroom Materials	AST
Commissionnement	HVAC Quality Installation Verification Protocols	ACCA

## ● 1.5 ETAT DE L'ART

Principalement, il existe deux approches distinctes en matière de refroidissement et de conditionnement de l'air. La première approche est celle du conditionnement par évaporation, largement couverte par Mr John Watt [18]. L'autre approche, qui a connu un grand succès grâce à l'invention des réfrigérants, a fini par éclipser la première approche pendant des décennies. Cependant, récemment, une nouvelle approche a émergé avec l'introduction des centrales de traitement d'air exploitant le phénomène de sorption. Cette nouvelle approche offre des possibilités prometteuses en matière de refroidissement et de conditionnement de l'air, ouvrant de nouvelles perspectives pour l'efficacité énergétique et le confort des espaces intérieurs.

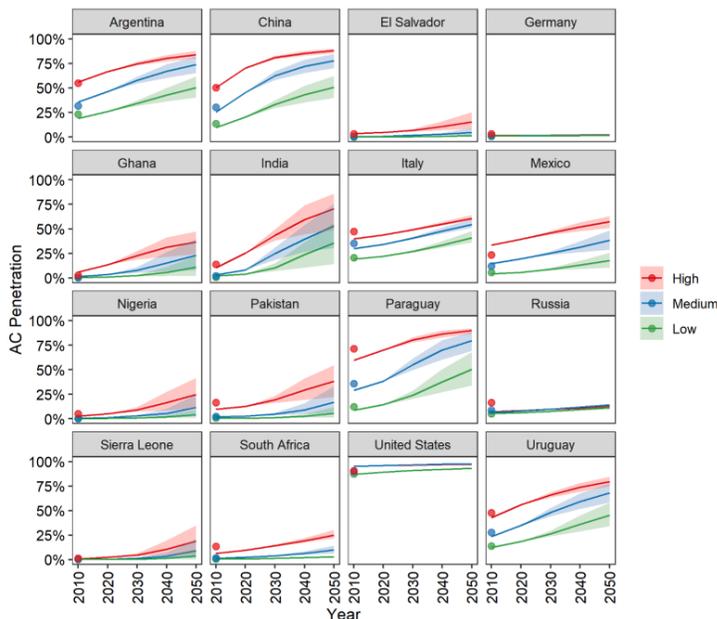
Avec l'augmentation des préoccupations mondiales concernant l'énergie et l'environnement, les recherches ont pris une nouvelle orientation en se tournant vers les cycles ouverts. Une évolution majeure a été la possibilité de passer d'une source d'énergie basée sur le gaz naturel à l'énergie solaire thermique. Cette avancée a été concrétisée par les prototypes développés par l'Institut des technologies du gaz (IGT) en 1969 par Rush et Macriss. [19]

En ce qui concerne les roues à dessiccation solide, la première a été développée par Miller et Fonda en 1933 [23]. Cependant, le potentiel de leur utilisation n'a pas été pleinement exploré en raison du manque de théorie. L'idée d'utiliser ces roues pour le conditionnement de l'air a été proposée pour la première fois en 1935 par Hausen [20]

Dans les années 1980, des efforts significatifs ont été déployés par les laboratoires de recherche pour modéliser, simuler et prédire les performances de ces systèmes, ainsi que pour les concrétiser et les commercialiser. En 1984, Jurinak et Mitchel [21] ont utilisé le logiciel MOSHMX, écrit en langage FORTRAN et développé par Maclaine-Cross en 1974 [22], pour étudier l'effet de différents paramètres de la matière dessicante tels que l'isotherme, la capacité maximale d'absorption d'eau et la chaleur d'adsorption. En 1982, Jurinak [23] a également étudié les performances des cycles en utilisant toujours le logiciel MOSHMX. Ces travaux ont permis de mieux comprendre les caractéristiques et les performances des systèmes de refroidissement par évaporation utilisant des dessiccants, et ont contribué à leur développement et à leur optimisation.

Dans le domaine des cycles fermés, des études expérimentales ont également été réalisées. En 1986, Tchernev [24] a développé une pompe à chaleur basée sur le processus de dessiccation utilisant le couple eau/zéolite. De plus, des prototypes de systèmes hybrides de sorption/compression de vapeur ont été réalisés par Meckler en 1991 [25].

Une étude réalisée par L. Davis et al. en 2021 [26] examine le pourcentage d'intégration des systèmes de climatisation selon le tercile de revenu dans différents pays. Les données sont représentées graphiquement, avec la couleur rouge indiquant le tercile de revenu supérieur, le bleu représentant le tercile de revenu moyen et le vert correspondant au tercile de revenu inférieur. Les résultats mettent en évidence plusieurs observations significatives. Aux États-Unis, l'intégration des systèmes de climatisation atteint quasiment les 100%, indiquant une adoption généralisée. En revanche, en Russie et en Allemagne, les taux d'intégration demeurent relativement faibles, en raison des climats plus frais qui prévalent même pendant la période estivale. Quant aux pays d'Afrique, le modèle utilisé prévoit une augmentation inéluctable de l'intégration, bien que cela s'opère à un rythme relativement lent.



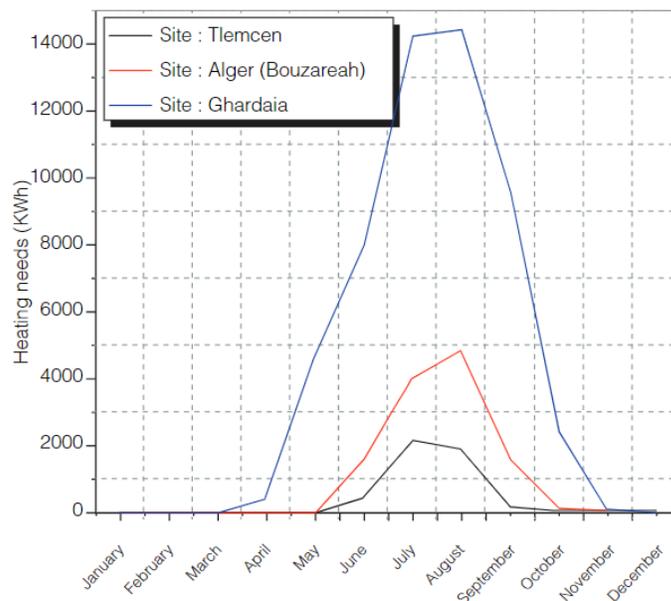
**Figure 1.19** : Répartition du taux d'intégration des systèmes de climatisation en fonction du niveau de revenu dans différents pays du monde.[26]

Aux États-Unis, dès l'établissement de l'infrastructure des installations de systèmes de refroidissement, une attention particulière a été accordée au développement de solutions alternatives alimentées par des sources d'énergie renouvelables. Les premières recherches ont exploré l'intégration du phénomène de sorption dans les systèmes de refroidissement par évaporation à cycle ouvert.

Le refroidissement par évaporation constitue la deuxième sous-section de la climatisation. Bien qu'il ait connu un développement constant, il n'a jamais réussi à rivaliser avec les systèmes de compression de vapeur.

Les systèmes conventionnels de climatisation, qui dépendent largement de la consommation d'énergie électrique pour faire fonctionner les compresseurs, présentent une demande élevée en électricité. Afin de réduire cette dépendance et d'explorer des solutions plus durables, des efforts ont été déployés pour évaluer l'applicabilité des capteurs solaires plans dans la production de froid. Cette démarche repose sur la corrélation entre la demande croissante de climatisation et la disponibilité de l'irradiation solaire. H. Kedraoui et S. Bekkouche [27]

La réalisation de climatisation solaire peut être classée en trois catégories principales, qui reposent sur différents principes de fonctionnement : les systèmes à cycle d'absorption, les systèmes à cycle d'adsorption et les systèmes à processus thermo-mécanique. Ces catégories se distinguent également par la stratégie de stockage utilisée, qui peut être axée sur le stockage de froid ou de chaleur. De plus, la stratégie de contrôle et les plages de température de fonctionnement peuvent varier d'un système à l'autre.



**Figure 1.20** : les besoins de froid pendant l'année pour les sites de Alger, Tlemcen et Ghardaia [27]

Cette diversité dans les approches et les caractéristiques des systèmes de climatisation solaire témoigne des efforts déployés pour développer des solutions adaptées aux besoins spécifiques, tout en prenant en compte les contraintes technologiques et les objectifs d'efficacité énergétique.

Le futur de chaque stratégie dans le domaine de la climatisation solaire dépendra en grande partie du développement et de l'innovation continue de chaque technologie. Les contraintes de température

d'opération des capteurs solaires joueront également un rôle déterminant, en tenant compte des conditions climatiques propres à chaque région. Par exemple, dans les régions arides, tropicales ou méditerranéennes, les exigences de température et les performances des capteurs solaires devront être adaptées pour garantir une efficacité maximale du système de climatisation solaire. De plus, d'autres facteurs tels que la disponibilité de l'irradiation solaire et les caractéristiques spécifiques de chaque technologie influenceront également la direction future de ces stratégies. Il est donc essentiel de prendre en compte ces aspects afin de promouvoir l'adoption et l'amélioration continues des systèmes de climatisation solaire dans différentes régions du monde.

EN ALGERIE, des études pionnières ont été réalisées sur les systèmes de refroidissement par dessiccation pour évaluer leur efficacité en fonction des conditions climatiques locales. Parmi ces travaux, on peut citer les recherches menées par A. Hamlati [28] sur l'évaluation des techniques de refroidissement par dessiccation dans la région de Tipaza. Ces études ont recommandé d'étudier la faisabilité de ces techniques dans d'autres régions d'Algérie. Dans une autre étude, S. Elmetenami et al [29] . Ont examiné l'utilisation de l'énergie solaire dans un système de refroidissement par évaporation dans le climat de Béchar. Ces recherches ont contribué à l'exploration de nouvelles approches pour le refroidissement écologique et durable en utilisant des sources d'énergie renouvelables. D'autres travaux pertinents seront examinés ultérieurement dans ce mémoire, mettant en évidence les avancées et les possibilités d'application des systèmes de climatisation respectueux de l'environnement en Algérie.

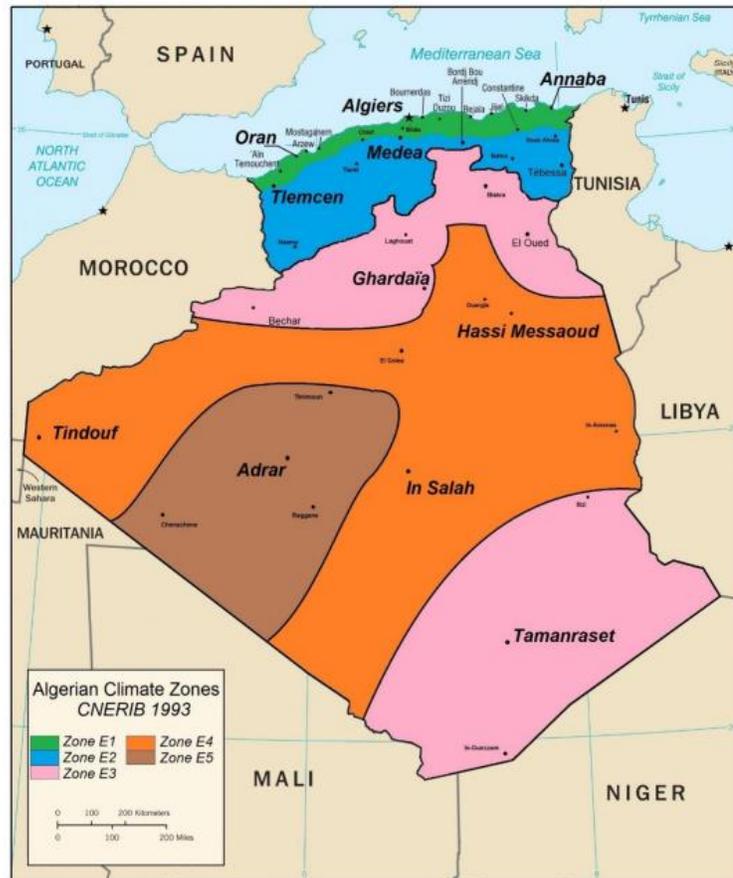
Des études menées par O. Ketfi et al. [30] en 2017 ont examiné la faisabilité et les performances d'un système d'absorption utilisant de l'eau-LiBr comme fluide de travail dans différentes zones climatiques en Algérie. Deux configurations, à savoir l'effet simple et l'effet double, ont été testées. Les résultats ont révélé que les deux configurations ne pouvaient pas fournir de l'eau réfrigérée à une température de 7 °C dans les zones climatiques E3, E4 et E5 (voir figure I-8). En revanche, dans les autres régions, la production était suffisante pour répondre aux besoins de refroidissement. Ces résultats mettent en évidence l'importance de prendre en compte les conditions climatiques spécifiques lors de la conception et de la mise en œuvre de systèmes de climatisation solaire par absorption, en particulier dans des régions où les températures peuvent être élevées ou variables.

M.Ghodbane et al [31] 2015, ont réalisé une étude numérique sur un system thermomécanique de refroidissement munie d'un éjecteur combiné avec un capteur cylindro-parabolique pour fournir l'énergie thermique nécessaire avec l'eau (R718) comme réfrigérant. Un bilan énergétique et un modèle mathématique ont été dérivés, ils étaient simplifiés et résolus à l'aide d'EES (Engineering Equation solver). Les résultats montrent que l'augmentation des températures chaude et froide de l'éjecteur est nécessaire pour augmenter le  $COP_{eject}$  et l'efficacité thermique du système est de l'ordre 60 % .

En 2017 L. Merabti et al. [32] Ont examiné les performances d'un système à adsorption solide avec une roue à dessiccation solide utilisant du gel de silice et de l'eau. Ce système était couplé à un champ de capteurs solaires plans pour fournir l'énergie thermique nécessaire à la régénération de la roue. Une modélisation mathématique a été réalisée pour simuler les performances.

La climatisation et le secteur de l'habitat sont des consommateurs majeurs d'énergie, ce qui nécessite une collaboration étroite entre les deux industries afin de réaliser une transition énergétique et de promouvoir l'efficacité énergétique, tout en respectant les obligations environnementales. Une approche

essentielle consiste à adopter une mentalité axée sur la conception passive et l'intégration des énergies renouvelables, en suivant le principe du "Passive Design First" lors de la construction des bâtiments.



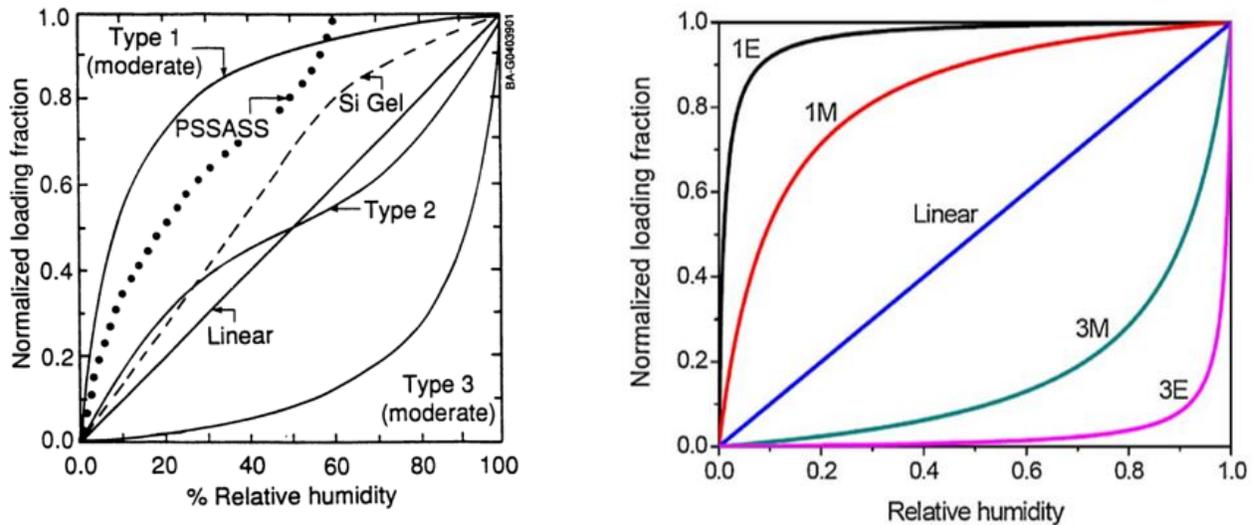
**Figure 1.21** : Classification climatique des différentes zones de l'Algérie [30].

En effet, compte tenu de l'augmentation de l'intégration des systèmes de climatisation en Algérie, il serait plus pratique et avantageux d'adopter directement des systèmes de climatisation solaire au lieu de passer par des systèmes conventionnels et de les convertir ultérieurement en technologies solaires.

L'adoption de systèmes de climatisation solaire dès le départ présente plusieurs avantages. Tout d'abord, cela permet de réduire les coûts et les efforts liés à la conversion des systèmes conventionnels en systèmes solaires. En optant pour des systèmes de climatisation solaire dès le départ, les installations peuvent être conçues de manière plus efficace et adaptée aux besoins spécifiques de l'énergie solaire, ce qui maximise leur performance.

### 1.5.1 Matériaux adsorbant

Comme mentionné précédemment, chaque matériau possède une capacité de sorption spécifique, exprimée en termes de la quantité maximale d'eau qu'il peut retenir par rapport à son poids à une humidité relative donnée. Cette capacité varie en fonction des propriétés intrinsèques du matériau, telles que sa structure, sa porosité et sa composition chimique. Ces caractéristiques déterminent la capacité d'adsorption ou d'absorption du matériau, c'est-à-dire sa capacité à attirer et à retenir l'humidité de l'air



**Figure 1.22 :** représentation de comportement des différents types de matériau adsorbant [33]

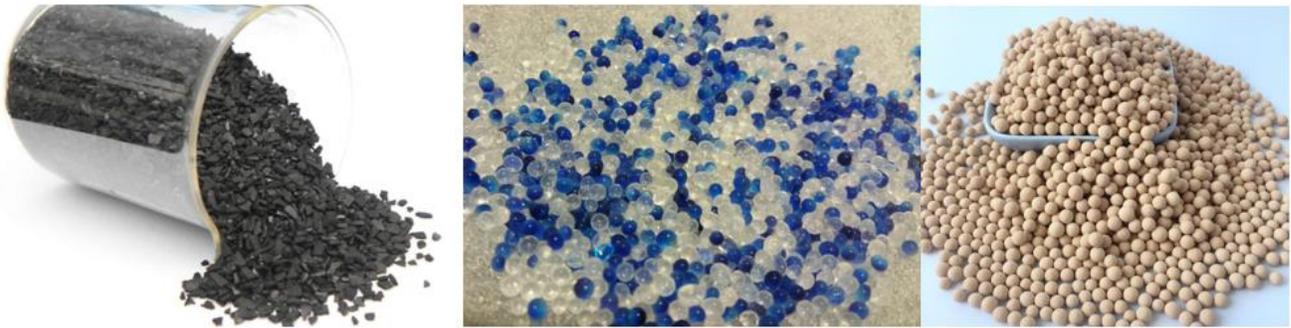
On distingue trois types essentiels de matériaux [34] :

- Type linéaire : la teneur d'eau dans la matière est proportionnelle linéairement à l'humidité relative qu'indique une neutralité par apport à l'humidité relative.
- Type 3M, 3E : la teneur d'eau dans la matière est proportionnelle exponentiellement à l'humidité relative qu'indique une performance plus favorable à des humidités relatives élevées.
- Type 1M, 1E : la teneur d'eau dans la matière est proportionnelle en logarithmique à l'humidité relative qu'indique une performance plus favorable à des humidités relatives plus basse.

La recherche de matériaux dessiccatifs se concentre sur ces différents types, chacun ayant des applications spécifiques. Pour les applications de traitement de l'air dans les régions à humidité relative élevée, le choix du matériau idéal doit être similaire au type 1M, car le type 1E atteint sa saturation à des humidités relatives plus faibles, ce qui rend sa régénération plus difficile. Le gel de silice présente des propriétés similaires au type 1M, avec une légère augmentation de sa capacité d'adsorption aux humidités relatives élevées.

Ces dernières années, le polymère PSSASS (Poly Styrene-Sulfonic Acid Sodium Salt) est devenu le matériau de pointe « State of the Art material » dans le domaine [35]. Il a surpassé la silice de gel en termes de performances et d'applications. Le PSSASS présente des propriétés dessiccatives exceptionnelles, notamment une capacité d'adsorption élevée, une régénération plus efficace et une meilleure stabilité thermique.

Les matériaux qui possèdent les caractéristiques de sorption type 2 sont généralement les solides non-poreux ou macroporeux, Le diamètre critique de pores pour qu'un matériau soit considéré comme macroporeux est généralement supérieur à 50 nanomètres (nm).



**Figure 1.23 :** (a) Charbon Actif (b) Gel de silice (c) Tamis moléculaire

### 1.5.2 Les cycles de traitement d'air

La combinaison des différentes transformations pour atteindre les objectifs souhaités est une tâche complexe qui implique de combiner plusieurs processus. La détermination de l'état de sortie du système dépend de nombreux paramètres, et les performances de chaque composant sont influencées par l'état des autres composants. Une méthode itérative utilisant des outils informatiques est généralement utilisée pour prédire les performances du système.

Parmi les différentes combinaisons possibles, on trouve le cycle de Pennington, [36] également connu sous le nom de cycle de ventilation. Ce cycle a été principalement développé pour les régions arides et a été étudié de manière approfondie par les chercheurs en variant les types de matériaux dessiccants, les composants du système, les conditions de fonctionnement, etc. Les performances du système sont directement liées à l'efficacité des échangeurs. L'évaluation des performances du système se fait en utilisant le coefficient de performance thermique.

$$COP_{th} = \frac{\text{Pouvoir frigorifique}}{\text{Energie Thermique fournis}}$$

Un inconvénient majeur du cycle de Pennington est sa plage de température ambiante limitée.

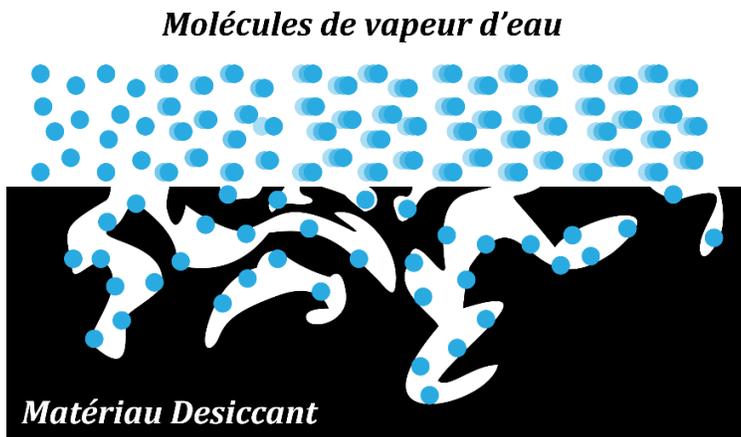
Dunkle [60] a développé le cycle de recirculation, une variation du cycle de Pennington, qui permet une plage de fonctionnement plus large en faisant circuler l'air conditionné à travers le passage primaire.

Une autre modification a été proposée par Maclaine-Cross en 1988, [37] consistant à intégrer un tour de refroidissement et un échangeur de chaleur pour refroidir l'eau utilisée dans le processus. Cette variante, connue sous le nom de cycle SENS, a démontré des performances supérieures, tout en permettant une plage de fonctionnement plus étendue. Les résultats obtenus ont montré une amélioration significative de l'efficacité du système dans différentes conditions de fonctionnement. Cette approche novatrice offre ainsi de nouvelles perspectives pour optimiser le rendement des cycles de déshumidification et de refroidissement.

## ● 1.6 DESSICCATION SOLIDE

### 1.6.1 Définition de la dessiccation

La dessiccation est un processus au cours duquel des molécules gazeuses sont attirées ou capturées à la surface d'un solide. Il existe deux types d'adsorption : chimique et physique. L'adsorption chimique, également appelée chimisorption, est généralement considérée comme irréversible en raison des températures de désorption très élevées requises. L'adsorption physique, quant à elle, se produit lorsque les molécules de gaz se lient à la surface de l'adsorbant par des forces de Van der Waals, qui sont relativement faibles. La désorption se produit simplement en augmentant la température de l'adsorbant.

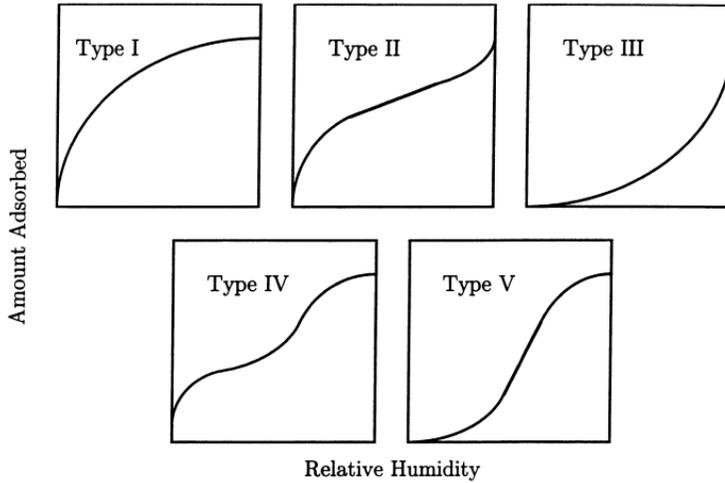


*Figure 1.24 : schéma représentative de principe d'adsorption*

### 1.6.2 Les isothermes de dessiccation

L'une des plus importantes propriétés des dessiccants ce sont les isothermes qui permettent de connaître leur comportement avec l'air humide ainsi que leurs performances dans les systèmes

Les isothermes sont des courbes qui représentent la quantité d'eau adsorbée par un adsorbant en fonction de l'humidité relative de l'air en contact avec celui-ci. Les matériaux adsorbants peuvent présenter différentes formes d'isothermes, et ils sont classés en cinq types selon la classification de Brunauer.



**Figure 1.25** : les différents types d'isothermes de sorption [38]

En théorie Le potentiel d'adsorption (PA) permet de prédire la quantité d'eau adsorbée à différentes humidités relatives et températures.

$$PA = -RT \ln(HR) \quad 1.40$$

Où R c'est la constant des gaz, T la température et HR la humidité relative.

Dubinini 1975 [39] a défini une relation pour les matériaux dessiccants avec des micropores  $< 10 \text{ \AA}$

$$W = W_1 \exp\left(-\left(\frac{PA}{L_h}\right)^{n_1}\right) + W_2 \exp\left(-\left(\frac{PA}{L_h}\right)^{n_1}\right) \quad 1.41$$

Où W c'est le contenu en eau,  $L_h$  c'est la chaleur d'adsorption, n sont des constants entiers

Par la suite Van Den Bulck 1987 [40] a étudié la validité de quantité introduite PA pour le gel de silice avec

$$W = 0.106 \exp\left(-\left(\frac{PA}{8590}\right)^2\right) + 0.237 \exp\left(-\left(\frac{PA}{3140}\right)^2\right) \quad 1.42$$

Combinant les isothermes avec l'équation de Clausius-Clapeyron pour déterminer la chaleur d'adsorption

$$\Delta H_s = -R \left. \frac{\partial \ln p}{\partial \left(\frac{1}{T}\right)} \right|_W \quad 1.43$$

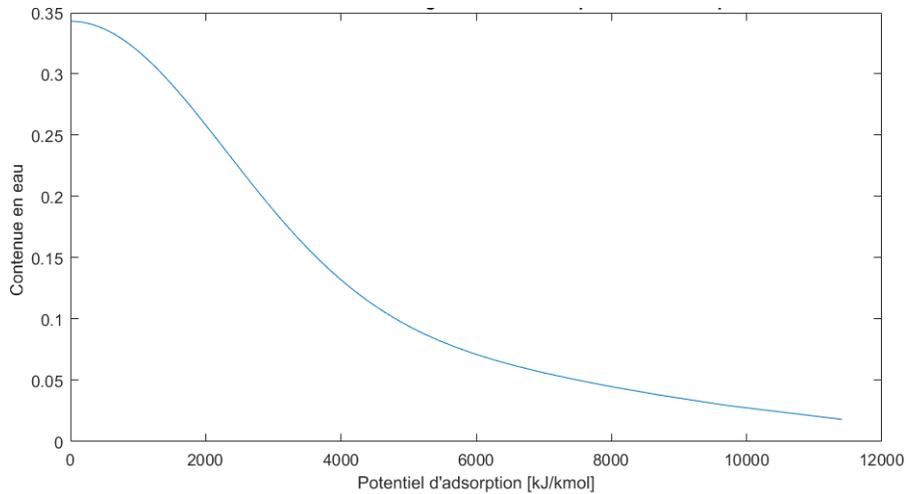


Figure 1.26 : la variation de la contenance en eau du silica gel en fonction du potentiel de sorption

### 1.6.3 Enthalpie d'adsorption

Pour résoudre les équations de conservation dans les processus de dessiccation, il est essentiel de déterminer l'enthalpie du matériau dessiccant. Cette enthalpie dépend des propriétés de l'adsorbant sec, de l'eau et de la chaleur d'adsorption.

L'enthalpie du dessiccant est la somme des échanges sensibles de la matrice, l'adsorbant sec et l'eau avec leur chaleur latente d'évaporation associée.

$$H = (1 - f)Cp_{AL} + f(Cp_{SI} + Cp_{H_2O}W)T + \int_0^W (\Delta L_v - \Delta H_s) dW \quad 1.44$$

$$H = (1 - f)Cp_{AL} + f[(Cp_{SI} + Cp_{H_2O}W)T - \int_0^W PA dW] \quad 1.45$$

Avec :  $f$  est la fraction de mass d'adsorbant par rapport à la mass total de la matrice

La valeur de potentiel adsorbant ne peut pas être tirée en fonction de  $W$  donc une simplification se suit

$$\int_0^W PA dW = PA W + \int_0^\infty W dPA \quad 1.46$$

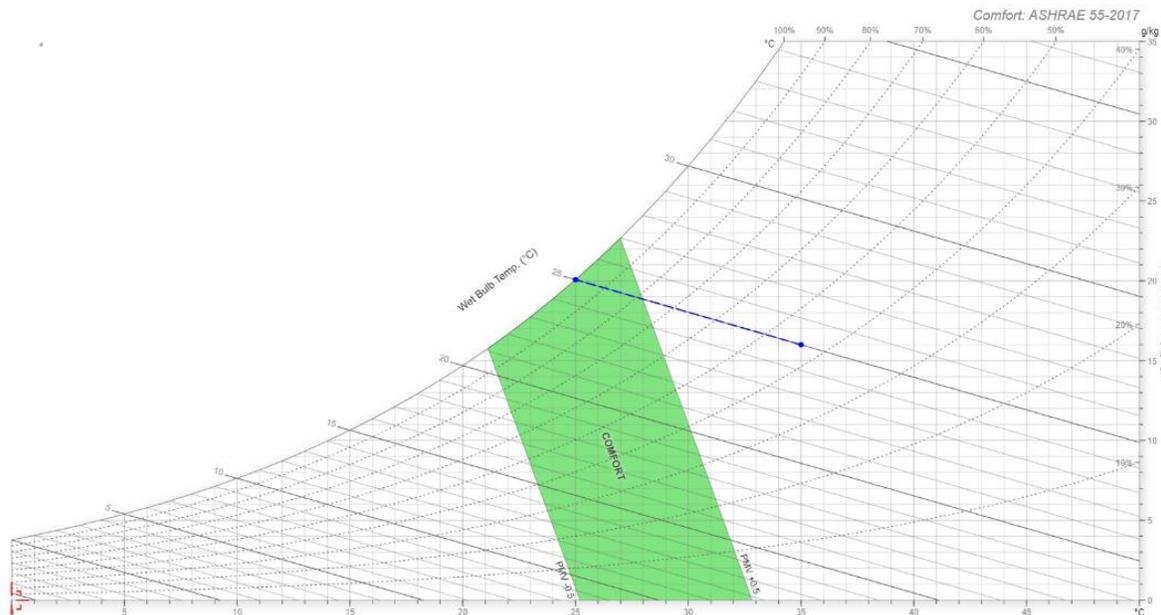
## ● 1.7 ECHANGEUR ROTATIF

L'échangeur rotatif est un type de récupérateur de chaleur efficace grâce à sa grande surface d'échange et à son écoulement contre-courant. Les performances de l'échangeur peuvent être évaluées en résolvant les équations de conservation ou en utilisant la méthode DTLM ou  $\epsilon$ -NUT.

## ● 1.8 HUMIDIFICATEUR

L'humidificateur, également connu sous le nom de "Cooling Pads", est un dispositif utilisé pour refroidir l'air. Il peut être assimilé à un échangeur de chaleur, mais son efficacité ou le transfert de chaleur maximal diffère. Dans le meilleur des cas, il peut refroidir l'air à sa température humide.

L'humidificateur est un composant simple qui nécessite d'être mouillé avec de l'eau comme réfrigérant afin de rafraîchir l'air avec une certaine efficacité



*Figure 1.27 : représentation de refroidissement maximal réalisable d'un humidificateur sur le diagramme de l'air*

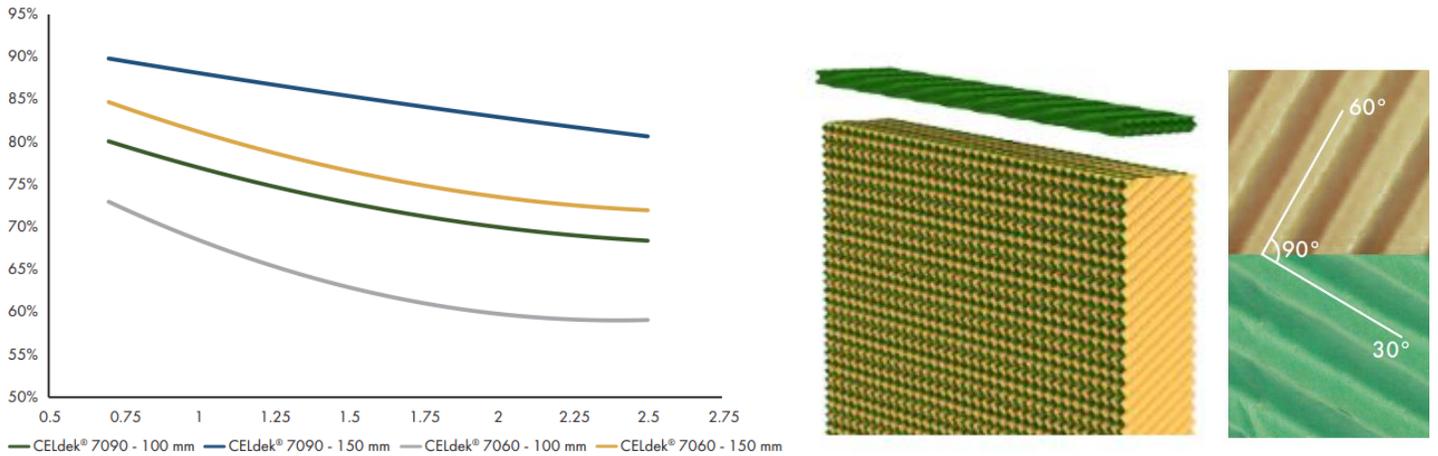
Ce composant peut être utilisé seul (Stand-alone) ou intégré à un système plus complexe pour améliorer ses performances. Son efficacité est alors défini par

$$\epsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad 1.47$$

Les constructeurs alors caractérisent ce composant par :

L'angle dans lequel les plaques ondulées sont adhérees et le rapport de la surface active au volume de contrôle (généralement au tour de  $350 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ), [41].

La configuration de 60°/30° est très efficace (d'après l'efficacité de modèle CELdek 7090 de Munters )



**Figure 1.28 :** (a) courbes caractéristique de fabricant pour plusieurs modèle d'humidificateur  
(b) élément de volume d'humidificateur (c) les angles d'adhésion [42]

Le transfert de chaleur sensible dans un évaporateur est calculé en utilisant l'équation de bilan thermique, qui prend en compte le débit massique, la capacité thermique et la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air ou du fluide.

$$Q_s = h_c dA(T_s - T) \quad 1.48$$

Et le transfert de chaleur latent est présenté par

$$Q_l = Q - Q_s = L_v dm \quad 1.49$$

L'enthalpie spécifique d'air humide est la somme des différences d'enthalpie de l'air sec et la vapeur d'eau contenant dans l'air

$$h_s - h = (h_{sa} - h_a) + (w_s h_{vs} - w h_v) \quad \text{***Le sous-script s indique le point de saturation} \quad 1.50$$

Et avec l'hypothèse que l'air et la vapeur d'eau sont des gazes parfait

$$h_s - h = C p_{air}(T_s - T) + L_v(w_s - w) \quad 1.51$$

$$C p_{air} = C p_{air_s} + w C p_v$$

Donc  $\Delta T$  peut être écrit comme :

$$T_s - T = \frac{(h_s - h) - L_v(w_s - w)}{C p_{air}} \quad 1.52$$

Et avec :

$$Q = Q_s + Q_l = dA[h_c(\Delta T) + \rho L_{liq} h_m (\Delta w)] \quad 1.53$$

Combinons les deux expressions on reste avec :

$$\delta Q = \frac{h_c dA}{C p_{air}} (\Delta h + \frac{\Delta w}{Le} (L_{liq} - Le L_v)) \quad 1.54$$

$$\text{Avec } Le = \frac{h_c}{h_m C p_{air} \rho}$$

Par la suite on a le transfert de chaleur par convection = l'énergie interne de système

$$Q_c = dU \quad 1.55$$

$$h_c dA (T_s - T) = m C p_{air} dT \quad 1.56$$

Par intégration :

$$1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s} = \exp\left(-\frac{h_c A}{m C p_{air}}\right) \quad 1.57$$

Et on combine avec l'expression d'efficacité :

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_c A}{m C p_{air}}\right) \quad 1.58$$

Il reste alors à déterminer la surface d'échange et le coefficient de transfert par convection. Pour la cellulose une corrélation empirique est proposée par Dowdy et Karabash [43]

$$Nu = 0.1 \left(\frac{le}{l}\right)^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad 1.59$$

Avec  $le = \frac{V}{A} = \frac{AL}{A} \rightarrow \frac{le}{l} = \frac{L}{l}$   $L$ : Largeur  $l$ : épaisseur

Le nombre de Reynolds est donné par le littérateur pour chaque débit par

$\dot{m}$ (kg s <sup>-1</sup> )	Re [1]
0.203	165
0.233	193
0.297	244
0.419	348
0.458	380
0.480	399

**Tableau 1.2** : les valeurs de nombre de Reynolds en fonction de débit pour les humidificateurs [44]

### 1.8.1 Effet de la température de l'eau sur l'efficacité

Une étude expérimentale menée en 1996 par J.D. Simmons [45] sur l'effet de température de l'eau utilisée par l'humidificateur a montré que l'augmentation de température de l'eau a un effet négatif sur son efficacité. Le montage expérimental utilise le pad CELdek de Munters avec les dimensions 0.9m x 0.9m x 0.1m avec une vitesse de soufflage d'ordre 1.24m/s. le débit était 6.8 L/min. l'ensemble de système est dite d'être bien isolé, Trois tests ont été effectués chaque test avec des conditions d'entrée spécifique. 32°C, 35°C, 38°C Les résultats sont présentés en forme de tableau

Tdb = 32 (90), Twb = 21 (70)					
Water Temp. °C (°F)	Conditioned Dry-Bulb °C (°F)	Conditioned RH %	Wt. of Water Evap. kg (lb)	System Evap. Eff. %	Drain Temp. °C (°F)
10.0 (50.0)	24.8 (76.6)	69.5	2.7 (5.9)	74.5	20.8 (69.5)
15.6 (60.0)	24.6 (76.3)	73.7	2.4 (5.3)	72.2	21.2 (70.2)
21.1 (70.0)	24.6 (76.4)	74.2	2.5 (5.6)	71.9	21.9 (71.4)
26.7 (80.0)	25.2 (77.3)	72.9	2.9 (6.5)	68.4	22.4 (72.4)
32.2 (90.0)	25.4 (77.7)	72.8	3.4 (7.4)	66.7	22.7 (72.8)
37.8 (100.0)	25.8 (78.5)	72.9	3.6 (7.9)	62.7	23.0 (73.4)
43.3 (110.0)	26.6 (79.8)	75.2	3.9 (8.5)	58.5	24.1 (75.3)
48.9 (120.0)	27.3 (81.1)	75.8	4.5 (10.0)	53.2	24.4 (75.9)

(a)

Tdb = 35 (85), Twb = 21(70)					
Water Temp. °C (°F)	Conditioned Dry-Bulb °C (°F)	Conditioned RH %	Wt. of Water Evap. kg (lb)	System Evap. Eff. %	Drain Temp. °C (°F)
10.0 (-50.0)	24.5 (-76.1)	74.3	2.4 (-5.3)	77.8	20.8 (-69.5)
15.6 (-60.0)	25.2 (-77.4)	73.4	2.7 (-6)	72.3	20.8 (-69.5)
21.1 (-70.0)	25.6 (-78.0)	73.1	2.9 (-6.3)	70	21.1 (-69.9)
26.7 (-80.0)	25.9 (-78.6)	73.3	3.3 (-7.2)	68.5	21.2 (-70.2)
32.2 (-90.0)	26.2 (-79.2)	73.1	3.6 (-8)	65.4	21.3 (-70.3)
37.8 (-100.0)	26.4 (-79.5)	74.4	4.2 (-9.2)	64.1	21.4 (-70.5)
43.3 (-110.0)	26.7 (-80.1)	74.8	4.3 (-9.4)	62	21.3 (-70.4)
48.9 (-120.0)	27.1 (-80.7)	75.7	4.4 (-9.7)	60.9	21.6 (-70.9)

(b)

Tdb = 38 (100), Twb = 21.7 (71)					
Water Temp. °C (°F)	Conditioned Dry-Bulb °C (°F)	Conditioned RH %	Wt. of Water Evap. kg (lb)	System Evap. Eff. %	Drain Temp. °C (°F)
10.0 (-50.0)	26.2 (-79.2)	68.9	2.9 (-6.4)	75.9	21.3 (-70.4)
15.6 (-60.0)	26.4 (-79.6)	70.2	2.9 (-6.4)	74.8	21.9 (-71.4)
21.1 (-70.0)	26.6 (-79.9)	70.4	3.2 (-7.1)	73.5	22.1 (-71.8)
26.7 (-80.0)	27.0 (-80.6)	71.2	3.6 (-8.0)	71.1	22.4 (-72.4)
32.2 (-90.0)	27.1 (-80.8)	70.8	4.1 (-9.0)	70.9	22.6 (-72.7)
37.8 (-100.0)	27.3 (-81.1)	70.5	4.4 (-9.7)	69.3	22.7 (-72.9)
43.3 (-110.0)	27.4 (-81.4)	71.2	4.6 (-10.2)	68.2	22.8 (-73.0)
48.9 (-120.0)	27.8 (-82.1)	70.7	4.9 (-10.8)	65.9	23.2 (-73.7)

(c)

Tableau 1.3 : les performances obtenue par l'étude pour les températures d'entrée (a) 32°C (b) 35°C (c) 38°C [45]

## ● **1.9 POSITION DE PROBLEME**

Bou-Ismaïl étant une ville côtière, les taux d'humidité sont élevés en été. Pour le conditionnement de l'air, dans cette région il est nécessaire d'avoir un système de climatisation avec un contrôle l'humidité. Et avec l'aspect économique et écologique toujours à l'esprit la centrale de traitement d'air munie d'une roue à dessiccation solide semble être une solution adéquate. Pour cela doit déterminer la configuration du système la plus souhaitable, de dimensionner les équipements, évaluer les performances à l'aide de simulations et vérifier la conformité aux normes de confort. Enfin, il sera nécessaire de valider expérimentalement les résultats de la simulation.

## ● **1.10 CONCLUSION**

D'après l'étude bibliographique munie il est clair que la modélisation des roues à dessiccation est bien maîtrisé ce qui fait avancé les recherches pour les meilleurs matériaux d'adsorption, de l'autre part des efforts de la parte de communauté brésilien à modélisé l'humidificateur à cause de leur large utilisation dans le domaine d'agriculture mais les résultats expérimentaux reste toujours utilisé en pratique. Les configurations des systèmes de traitement d'air est un axe très intéressant pour la recherche.

## Chapitre 2 : Modélisation.

La modélisation mathématique de système ainsi que la charge thermique et les données externes nous permettent d'avoir une idée sur les dimensions nécessaires de système pour répondre aux exigences, par la suite cette modélisation nous donne une outil pour simuler et prédire les performances de système.

### 2.1 EVALUATION DE LA CHARGE THERMIQUE

#### 2.1.1 Caractérisations de base

Selon le DTR [46], la région de Bou-Ismaïl est située dans la zone A. Les conditions de base été recommandées par le DTR sont :

Température : 32 °C Humidité : 90%

Les conditions de base internes (norme ISO) sont de :

Température : 24 °C Humidité : 50 %

#### 2.1.2 Description de la cellule

Le local à conditionner (laboratoire de froid solaire) se trouve dans l'unité de développement des équipements solaires à Bou-Ismaïl et mesure 11.73m de longueur, 5.35m de largeur et 3m de hauteur (plan de distribution en figure 2.2).

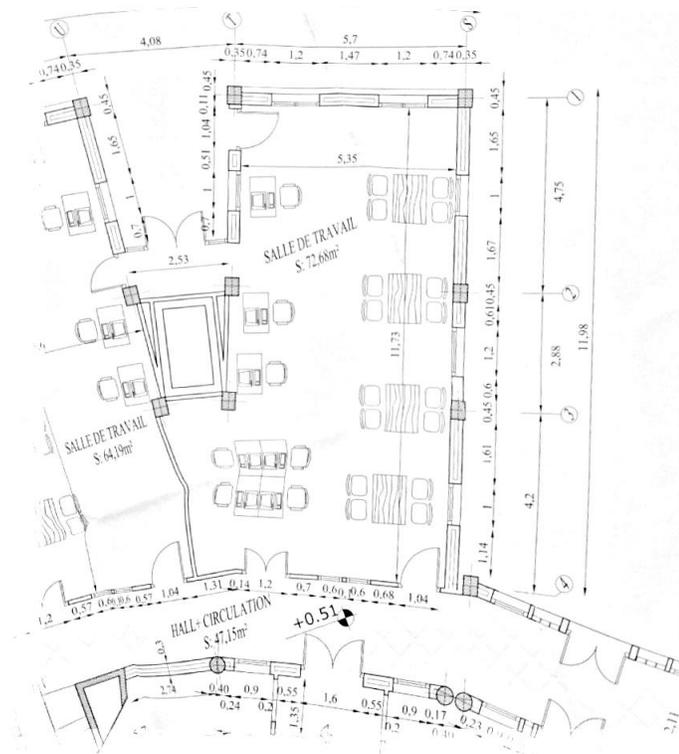


Figure 2.1 : Vue en plan du local à conditionner

### 2.1.3 Estimation des apports thermique du local

Les apports calorifiques d'une pièce sont la sommes des apports sensibles et latents, soit :

$$A_t = A_s + A_l \quad 2.1$$

Avec:

$$A_s = APO + AV + AI_s + A_{inf} \quad \text{Pour les apports sensibles} \quad 2.2$$

$$A_l = AI_l + A_{inf} \quad \text{Pour les apports latents :} \quad 2.3$$

Tel que :

$A_{inf}$  : Apports par infiltration (avec l'hypothèse que la pièce est sur pressé ce terme va être négligé)

$AI$  : Apports Internes

$AV$  : Apports à travers les vitrages

$APO$  : Apports à travers les parois opaques

***a/Apports à travers les parois opaques***

Ce sont des apports surfaciques. Ils sont donnés par :

$$APO(t) = 1.2 K_{été} S_{int} \Delta Te(t) \quad 2.4$$

1.2 : coefficient tenant compte des apports linéiques [adimensionnel]

$$K_{été} : \text{Coefficient global de transmission} \rightarrow \frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad 2.5$$

$S_{int}$  : Surface intérieure de la paroi

$\Delta Tes$  : Différence de température équivalente.

Si la paroi est ensoleillée le DTR préconise :

$$\Delta Te(t) = \Delta Tes(t) + C_{\Delta Te} + \frac{\alpha}{0.9} [\Delta Tem(t) - \Delta Tes(t)] \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40^\circ)} \quad 2.6$$

$\Delta Te$  : Différence de température équivalente à l'heure (t) en considérant que la paroi est à l'ombre

$C_{\Delta Te}$  : Facteur de correction dû à la différence maximale de la température sèche et à l'écart diurne

$\Delta Tem$  : La différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée

$I_{t,b}$  : Rayonnement totale de base pour le mois, pour l'orientation et latitude considéré

$I_{t,b}(40^\circ)$  : Rayonnement totale de base pour le mois, pour l'orientation considéré et latitude de 40°

D'après les images satellitaires et le diagramme solaire, il est évident que la pièce restera pratiquement à l'ombre pendant la majeure partie de la journée, à l'exception de moments où le soleil est très bas, mais l'éclairement solaire à ce moment-là n'est pas très significatif. Cette correction est donc sans objet.

**Tableau. 2.1** Coefficients de transfert

	orientation	En contact avec	Dimensions (m)		Ouverture (m)		Composants		
							Matériau	$\lambda(W/m C)$	Epaisseur (mm)
Mur 1	NE	Extérieure	L	11.73	L	2x1	Ciment	1.4	10
			H	3	W	2x1	Brique	0.6	100
							Air	R=0.16	80
							Brique	0.6	100
							Plâtre	0.35	10
Mur 2	NO	Extérieure	L	5.35	L	1x1	Ciment	1.4	10
			H	3	W	1x1	Brique	0.6	100
							Air	0.025	80
							Brique	0.6	100
							Plâtre	0.35	10
Mur 3	SO	Bureau	L	11.73	L	/	Plâtre	0.35	10
			H	3	W	/	Brique	0.6	100
							Plâtre	0.35	10
Mur 4	SE	Hall	L	5.35	L	2	Plâtre	0.35	10
			H	3	H	1	Brique	0.6	100
							Plâtre	0.35	10

	orientation	En contact avec	Dimensions (m)		Ouverture (m)	Composants		
						Matériau	$\lambda(W/m C)$	Epaisseur (mm)
<b>Plafond</b>	/	Bureau	<b>L</b>	11.73	/	Dalle de sol Ciment Béton Air plâtre	2.7 1.4 1.6 R=0.14 0.35	80 50 200 250 10
			<b>W</b>	5.35				
<b>Planchéier</b>	/	Sol	<b>L</b>	11.73	/	Dalle de sol Ciment Béton	2.7 1.4 1.6	80 50 200
			<b>W</b>	5.35				
<b>Vitrage</b>	NO	Extérieure	<b>L</b>	2 x 1	/	Verre	1.1	4
			<b>H</b>	2 x 1				
	N	Extérieure	<b>L</b>	3 x 1	/	Verre	1.1	4
			<b>H</b>	3 x 1				
<b>Portes</b>	SE	Hall	<b>L</b>	2 x 1	/	Bois	0.23	30
			<b>H</b>	2 x 2				

**Tableau 2.2 : Coefficients d'échanges globaux**

	$K_{été} [W/m^2C]$	Surfaces $m^2$	$A_i [W]$
<b>Mur 1</b>	1.49	26	239.81
<b>Mur 2</b>	1.49	11	104.67
<b>Mur 3</b>	2.75	30	290.31
<b>Mur 4</b>	2.75	12	132.41
<b>Plafond</b>	2.04	40	384.03
<b>Planchéier</b>	3.03	40	570.39
<b>Vitrage</b>	6.96	4	174
<b>Portes</b>	3.7	4	44.4
<b>Total</b>			<b>1940</b>

Pour les apports internes on a

$$AI = \sum(CS_i \times AI_{s,i} \times N) + \sum(CS_j \times AI_{l,j}) \quad 2.7$$

Avec  $N$  : Coefficient d'amortissement

$CS$  : Coefficient de simultanéité

Selon le DTR et pour le cas d'un bureau :

**Tableau 2.3 : La nature et le mode d'apport avec leur valeur associée**

Nature d'apport interne	Mode d'apport	valeur
Occupants	Sensible + Latent	0.8
Appareils Elect.	Sensible	0.6
Eclairage	Sensible	0.7

Les coefficient d'amortissement selon le DTR pour les types I,II et pour une densité de poids dans la pièce moins de  $150 \text{ kg/m}^2$  pour une durée de 12h de fonctionnement, on prend la valeur correspondante à 15h,

Type I :  $N = 0.98$

Type II :  $N = 0.97$

- **Les occupants :**

Il existe 4 bureaux dans la pièce donc au moyen le bureau sera occupé la plus part de temps avec la probabilité des absences et le travail de certain membre à l'extérieur on prend le nombre d'occupants d'ordre 3.5 jusque 3.75

Dans ce cas et selon le DTR les apports sensibles et latent seront :

**Tableau 2.4 :** les apports sensible et latent par occupation

$A_s$	71 W/per	248.5 W
$A_l$	60 W/per	210 W

- **Les appareils électriques :**

Trois ordinateurs sont présents avec la probabilité d'avoir un micro-ordinateur. Au moins une imprimante est présente et avec tous les instruments de mesure, agitateur etc. on estime selon le DTR

**Tableau 2.5 :** les apports par appareils électriques

Appareil	Apport unité [W]	Apport total [W]
<b>Ordinateurs</b>	850	2550
<b>Micro-Ordinateur</b>	250	250
<b>Imprimante</b>	370	370
<b>Ensemble (inst. Agitateur ...)</b>	200	200
Total		3370

- **Eclairage :**

La pièce possède 9 plafonniers, chaque plafonnier est constitué de quatre lampes fluorescentes

$$A_{\text{eclairage}} = 9 \times 4 \times (W \times C_{me} \times C_{cr}) \quad 2.8$$

On prend le coefficient majorant des tubes fluorescents :  $C_{me} = 1.2$  et le pourcentage de la chaleur résiduelle égale à l'unité 1. Et selon le DTR la puissance de ces lampes est 16W

Donc :

$$A_{\text{eclairage}} = 691.2 \text{ W}$$

Tableau 2.6 : La somme des apports internes

Source	Sensible			Latent		Valeur (W)
	$CS_i$	$N$	$AI_{s,i}(W)$	$CS_j$	$AI_{s,i}(W)$	
occupants	0.8	0.98	248.5	0.8	210	362.82
Appareils Elect.	0.6	0.98	3370	/	/	1981.56
Eclairage	0.7	0.97	691.2	/	/	469.32
					<b>AI total</b>	<b>2813.70</b>

Tableau 2.7 : Bilan Totale de la pièce

<b>Bilan Total</b>	
Apports paroi opaques	1940 W
Apports Internes	2813.7 W
Apports par infiltrations	/
<b>Total</b>	<b>4753.7 W</b>

## ● 2.2 MODELISATION DE CENTRALE

### 2.2.1 Description de la centrale

La centrale de traitement d'air à dessiccation solide se compose de (voir figure 2.2a) :

- 1 circuit de soufflage comprenant :
  - 1 ventilateur
  - 1 Roue de dessiccation (section d'air neuf)
  - 1 Echangeur de chaleur, rotatif (section d'air neuf)
  - 1 Humidificateur
  - 1 bouche de soufflage
- 1 circuit de reprise comprenant :
  - 1 bouche de reprise soufflage
  - 1 Humidificateur
  - 1 Echangeur de chaleur, rotatif (section d'air rejeté)
  - 1 Echangeur de chaleur, raccordé au champ solaire
  - 1 Roue de dessiccation (section d'air rejeté)
  - 1 Ventilateur
- 1 Champ de capteurs solaires plans

Ces centrales sont souvent destinées à être installées à l'extérieur, ce qui implique la nécessité d'une structure résistante à la corrosion ainsi qu'une bonne isolation. Il faut également mentionner que la centrale prend beaucoup d'espace et donc souvent installée en terrasse « Roof-Top ». La régulation se fait généralement par la modulation du débit d'air soufflé.

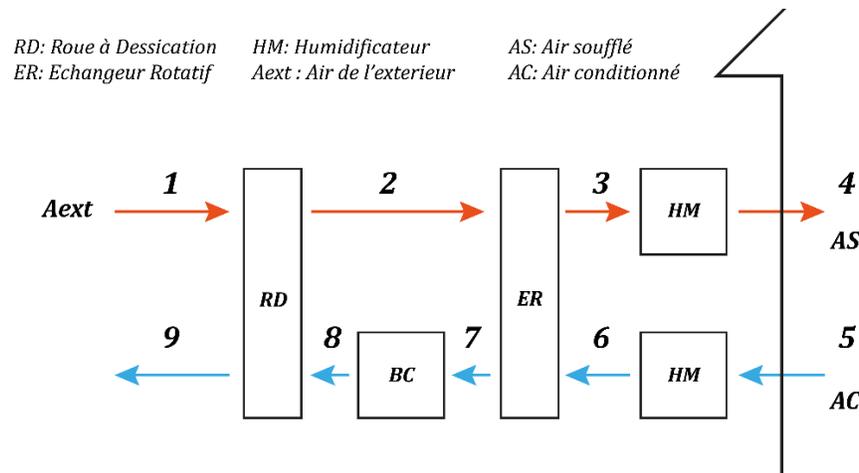


Figure 2.2a : Schéma de principe de la centrale de traitement d'air

### 2.2.2 Cycle de traitement (Cycle de Pennington) :

Le cycle de ventilation comporte deux circuits (voir figure 2.2b). Un circuit de soufflage et un circuit de reprise. Le circuit de soufflage comporte 3 transformations thermodynamiques :

Dessiccation (déshumidification) isenthalpique

Suivie d'un réchauffement sensible (échangeur rotatif puis échangeur Air-eau)

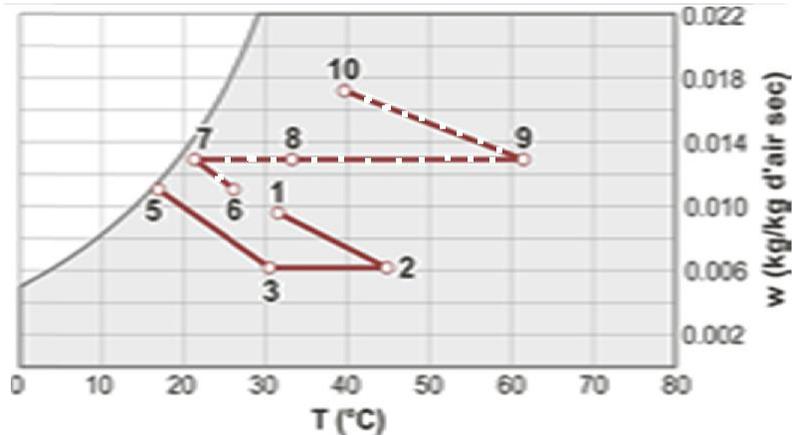
Suivie d'une humidification isenthalpique

Le circuit de reprise comporte 4 transformations thermodynamiques :

Une humidification isenthalpique

Humidificateurs au nombre de 2 (soufflage et reprise)

Suivie d'une humidification isenthalpique (régénération de la roue)



*Figure 2.2b : Cycle de Pennington*

Ce cycle est réalisé dans une centrale de traitement d'air CTA (voir figure 2.2). Le débit de soufflage doit être en fonction des conditions ambiante extérieure, les apports de chaleur interne de local, ainsi que par infiltrations. Les infiltrations peuvent être éliminées si le local est en surpression.

La présente étude porte sur le circuit de soufflage. Les régénérations de la roue et de l'échangeur rotatif sont supposées parfaites.

### 2.2.3 Caractérisation des composants

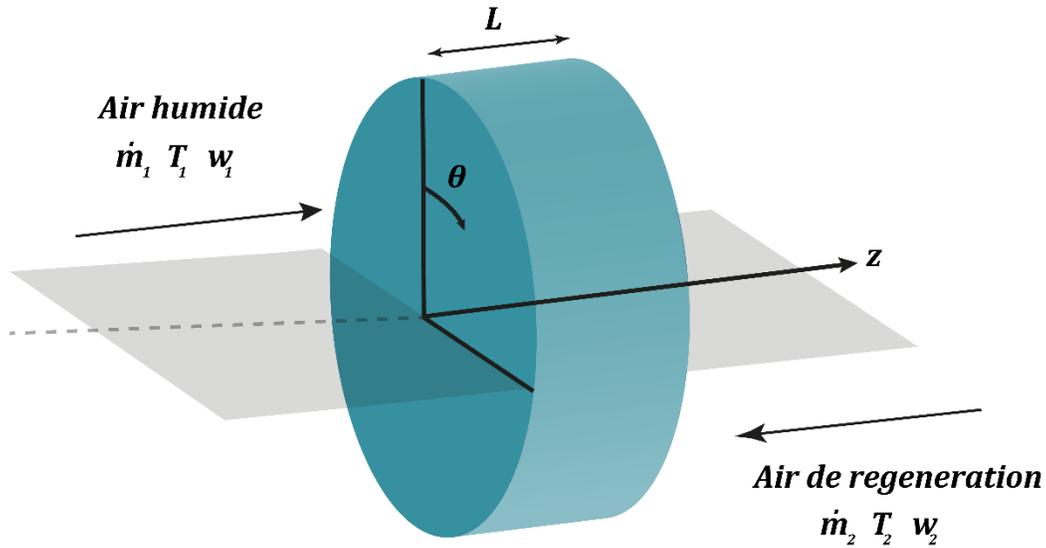
#### a/ La roue à desiccation

##### *Analyse d'équilibre*

L'adsorption influe sur l'état de l'air dans la roue à dessiccation en termes de transfert de chaleur et de masse. Pour évaluer la quantité d'humidité enlevé de l'air ainsi que l'augmentation de température un analyse masso-thermique doit être effectué.

avec quelques hypothèses simplificatrices :

- Les propriétés de l'air sont constantes
- Pertes de charges sont négligées
- Vitesse d'air constant
- Porosité de la matrice est uniforme
- Ecoulement unidimensionnel dans la direction axial
- Pas de couplage entre le transfert de mass et de chaleur
- Le transfert de chaleur par conduction axiale est négligé
- Le transfert de mass est par diffusion



**Figure 2.3 :** Schéma représentatif des différents paramètres du bilan massique/thermique de la roue à dessiccation solide.

Effectuons un bilan massique et thermique en appliquant le premier principe de la thermodynamique on arrive à ce système d'équation :

Conservation de masse :

$$\dot{m} \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{M_d}{L} \frac{\partial W}{\partial \theta} = 0 \quad 2.9$$

Transfert de mass :

$$\dot{m} \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{h_w A}{L} (W - w) \quad 2.10$$

Conservation d'énergie :

$$\dot{m} \frac{\partial H_f}{\partial z} + \frac{M_d}{L} \frac{\partial H_m}{\partial \theta} = 0 \quad 2.11$$

Transfert d'énergie :

$$\dot{m} \frac{\partial H_f}{\partial z} = \frac{h_t A}{L} (T_m - T_f) + L_v \frac{h_m A}{L} (W - w) \quad 2.12$$

Avec un changement de variable non-dimensionnelle :

$$x = \frac{z}{L} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{\theta \dot{m}}{M_d} \quad 2.13$$

On arrive à la forme simplifiée

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial \tau} = 0 \quad 2.14$$

$$\frac{\partial H_f}{\partial x} + \frac{\partial H_m}{\partial \tau} = 0 \quad 2.15$$

La roue de dessiccation a été fournie avec l'abaque donnant les caractéristiques de l'air à la sortie en fonction du débit et de la vitesse de rotation.

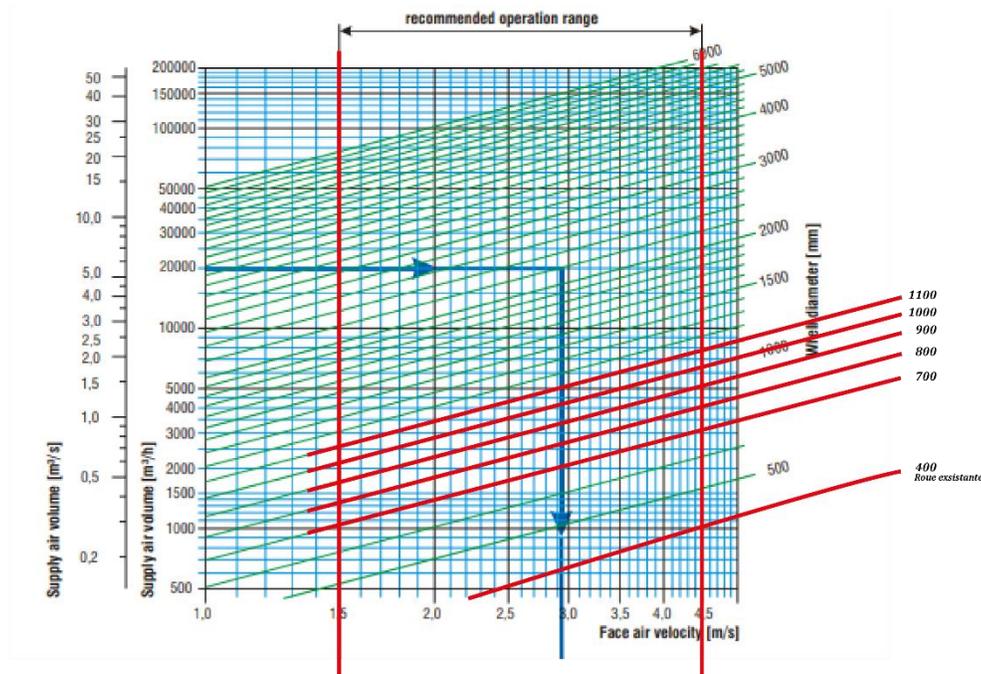


Figure 2.4 : Abaque constructeur de la roue de dessiccation

Selon les courbes du fabricant et un diamètre de 400 mm (roue disponible) la plage opérationnelle recommandée varie de 500 à 1000 m<sup>3</sup>/h.

Pour un débit d'air neuf de 600 m<sup>3</sup>/h on doit avoir :

$$\Delta T_{souf} = \frac{Q}{\dot{m} c_p} \rightarrow \Delta T_{souf} \approx 15^{\circ}\text{C} \quad 2.16$$

Cette différence de température de soufflage peut causer une sensation d'inconfort et même des chocs thermiques si elle est directement soufflée sur les occupants.

Il est recommandé d'utiliser des diffuseurs de soufflage



Figure 2.5 : Bouche de soufflage avec diffuseur horizontal

**Efficacité :**

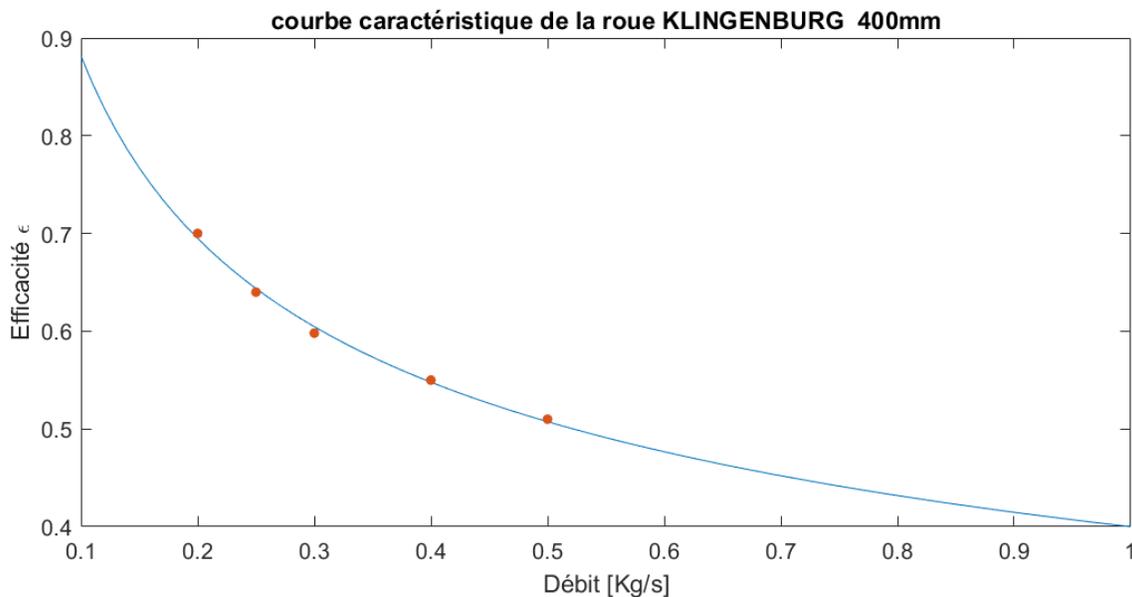
L'efficacité d'une roue à desiccation est définie par l'écart d'humidité enlevé par l'écart maximum.

$$\epsilon_{si} = \frac{\Delta w}{\Delta w_{max}} \quad 2.17$$

$$\epsilon_{si} = 1 - \frac{w_2}{w_1} \quad 2.18$$

Après ajustement des données du fabricant, au sens des moindres carrés, par un modèle de puissance l'efficacité de la roue peut être exprimée, en fonction du débit d'air par :

$$\epsilon_{si} = 0.4 \dot{m}^{-0.3432} \quad 2.19$$



**Figure 2.6 : Efficacité de la roue à dessiccation**

**b/ L'échangeur Rotatif****Analyse Thermique :**

Pour effectuer une analyse thermique sur l'ensemble de la roue sur un élément de surface dans la direction longitudinal  $dx$ , et un élément de surface au niveau des passages avec les hypothèses suivantes :

1. Le régime est quasi-stationnaire
2. Système est complètement isolé (Adiabatique)
3. Pas de génération/source de chaleur
4. Pas de changement de phase
5. La vitesse et la température des fluides est uniforme et constant avec le temps
6. L'analyse est basée sur des valeurs moyennes (propriétés thermophysiques constants)
7. Les coefficients de transfert  $h_c, h_h$  sont constants
8. Le transfert par conduction longitudinale est négligé

9. La température des parois est uniforme, et la résistance thermique des parois est négligeable
10. La surface d'échange de la matrice est distribuée d'une manière uniforme
11. Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable

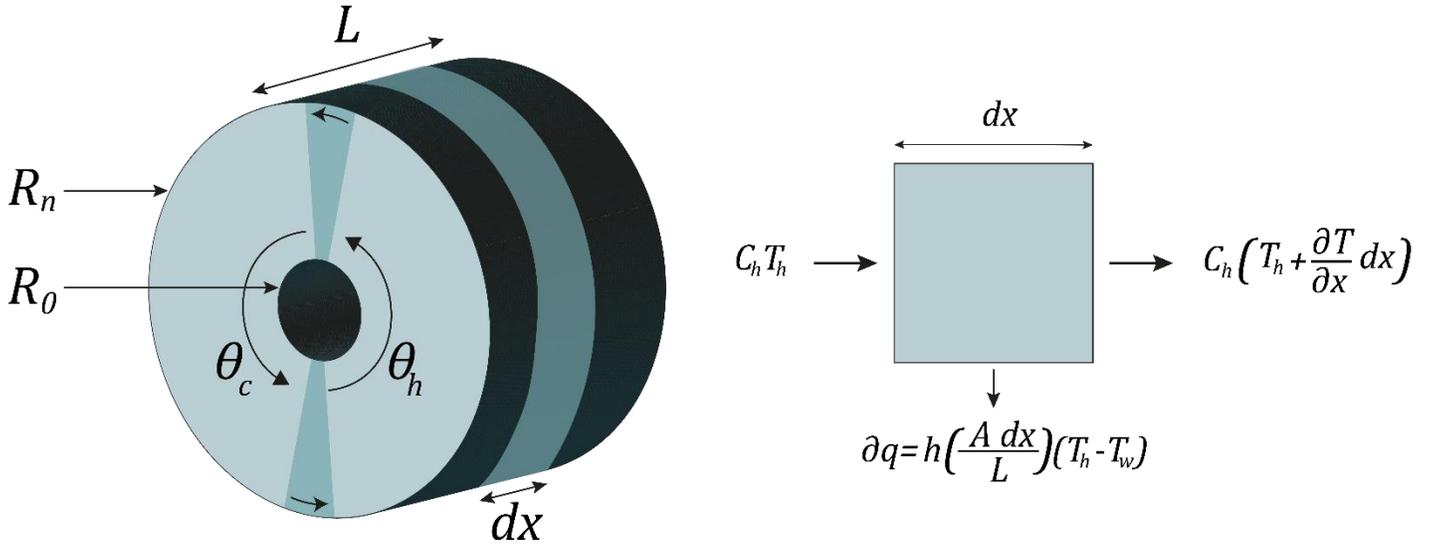


Figure 2.7 : Schéma représentative des paramètres de bilan thermique sur l'échangeur rotatif

Les paramètres :

$\theta_{h,c}$  : L'angle de secteur d'air chaud, froid

$\tau_d$  : Temps de résidence

$\tau_d = L/u_m$  Avec  $u_m$  : la vitesse moyenne de fluide

$C_{h,c} = m_{h,c} C p_{h,c}$

$\bar{C}_{h,c} = M_{h,c} C_{h,c} = C_{h,c} \tau_d$

Maintenant appliquent le Bilan énergétique et le premier principe de la thermodynamique :

$$C_h T_h - C_h \left( T_h + \frac{\partial T_h}{\partial x} dx \right) - h_h \left( \frac{A_h dx}{L} \right) (T_h - T_w) = \bar{C}_h \frac{dx}{L} \frac{\partial T_h}{\partial \tau_d} \quad 2.20$$

Après simplification :

$$\frac{L}{\tau_d} \frac{\partial T_h}{\partial x} + \frac{\partial T_h}{\partial \tau_d} = \frac{hA}{C_h \tau_d} (T_w - T_h) \quad 2.21$$

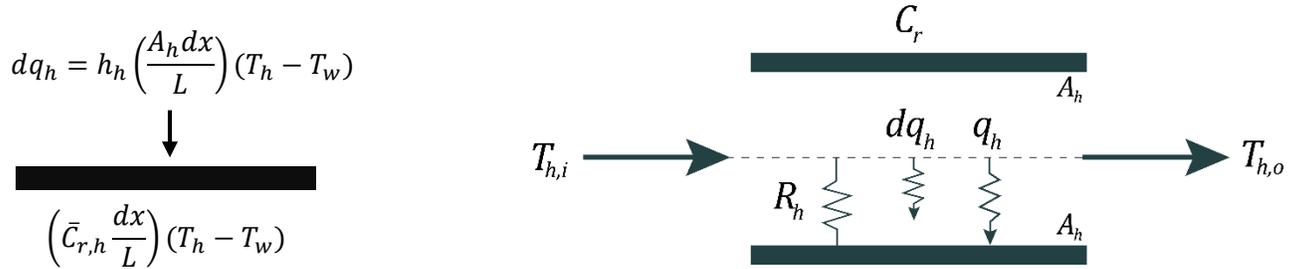
Même chose pour le coté froid :

$$-\frac{\partial T_c}{\partial \tau_d} + \frac{L}{\tau_d} \frac{\partial T_c}{\partial x} = \frac{hA}{c_h \tau_d} (T_c - T_w) \quad 2.22$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} T_h(0, \tau_h) &= T_h = \text{constant} & \text{pour} & \quad 0 \leq \tau_h \leq \tau_d \\ T_c(0, \tau_c) &= T_c = \text{constant} & \text{pour} & \quad 0 \leq \tau_c \leq \tau_d \end{aligned}$$

Pour l'élément de passage :



**Figure 2.8 :** Schéma représentative des paramètres de bilan thermique dans un passage

Appliquant le bilan énergétique et le premier principe de la thermodynamique :

$$\left( \bar{C}_{r,h} \frac{dx}{L} \right) \frac{dT_w}{d\tau_d} = h_h \left( \frac{A_h dx}{L} \right) (T_h - T_w) \quad 2.23$$

Avec :  $\bar{C}_{r,h} = \bar{C}_{r,h} N$  ;  $N$  : vitesse de rotation

Après simplification :

$$\frac{dT_w}{d\tau_d} = \frac{(hA)_h}{C_r/N} (T_h - T_w) \quad 2.24$$

Et avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} T_{w,h}(x, \tau_h = \tau_d) &= T_{w,c}(x, \tau_c = 0) & \text{Pour} & \quad 0 \leq x \leq L \\ T_{w,h}(x, \tau_h = 0) &= T_{w,c}(x, \tau_c = \tau_d) & \text{Pour} & \quad 0 \leq x \leq L \end{aligned}$$

La résolution de ce systèmes d'équations couplé nécessite l'utilisation d'une méthode d'intégration numérique soit appliquent Runge-Kutta, soit les différences finis.

L'analyse d'efficacité peut être aussi utilisée par la méthode  $\epsilon - NUT$

Cette méthode est basée sur le fait que le fluide qui va subir l'échange de chaleur maximum est celle qui possède la capacitance minimale

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad 2.25$$

Donc :

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \rightarrow q = \epsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad 2.26$$

Il est clair que  $\epsilon = \phi(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}})$  avec  $NUT$  étant un variable adimensionnelle qui représente le nombre d'unité de transfert.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad 2.27$$

Pour les échangeurs à contre-courant :

$$\epsilon_{cc} = \frac{1 - \exp[-NUT(1+C_r)]}{1+C_r \exp[-NUT(1-C_r)]} \quad 2.28$$

Et pour  $C_r = 1$  on trouve  $\epsilon_{cc} = \frac{NUT}{1+NUT} \quad 2.29$

D'après les travaux expérimentaux de Kays 1985 [47] propose une série de correction doit être faite,

NUT modifié :

$$NUT_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[ \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} \right]$$

C\* rapport des capacités  $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} ; C_r = \frac{C_r}{C_{min}}$

$$\epsilon = \epsilon_{cc} \left[ 1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}} \right] \quad 2.30$$

L'échangeur rotatif peut être classé comme un type d'échangeur de chaleur à contre-courant, où la surface frontale de la roue est généralement divisée de manière égale pour les deux courants, chaud et froid. Cependant, d'autres configurations sont possibles (e.g. 75% chaud, 25% froid) en fonction d'application.

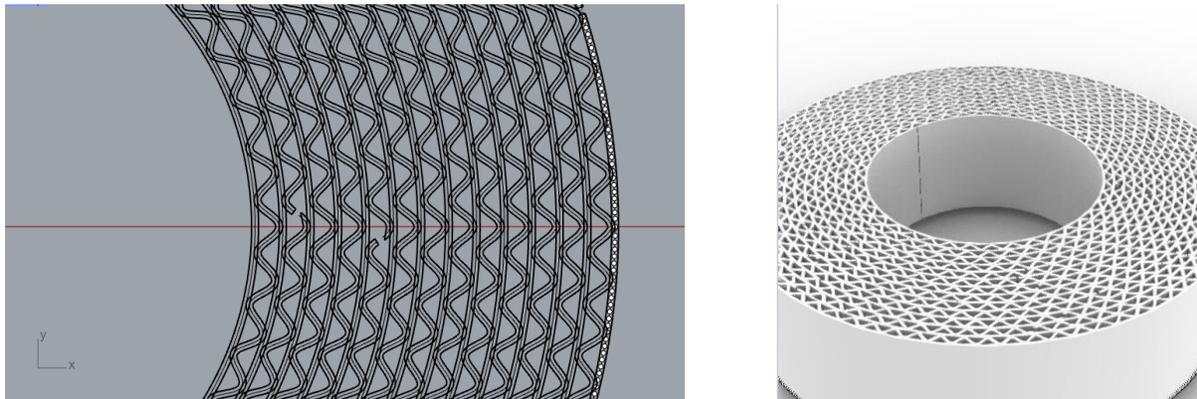


Figure 2.9 : Conception 3D de la pièce en utilisant la CAO

Pour avoir utilisé la méthode  $\epsilon$ -NUT il faut déterminer avec un degré de précision le nombre d'unité de transfert NUT, ce qui implique par définition

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad 2.31$$

La capacitance  $C_{min}$  est définie comme le produit  $\dot{m} cp$  minimum entre les deux fluides

La surface d'échange (A) correspond à la somme des surfaces internes de chaque passage à travers lesquels a lieu le transfert de chaleur. Dans notre cas, il est important de souligner que le nombre de ces passages est très élevé, atteignant des milliers, et qu'ils ont des diamètres hydrauliques très réduits.

$$D_h = \frac{4 \times \text{la surface}}{\text{Perimetre}} \quad 2.32$$

L'écoulement dans chaque passage dépend du nombre de Reynolds,

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \rightarrow Re = \frac{4 Q_v^{pass}}{v \pi D_h} \quad 2.33$$

L'échangeur rotatif non-hygroscopique est spécifiquement conçu pour présenter les mêmes caractéristiques géométriques et dimensions que la roue à dessiccation. Cela signifie que les deux échangeurs sont similaires en termes de forme, de taille et de disposition des passages

La roue à desiccation Klingenburg est référencé par par RRS P-C19

RRS étant le type de carter et P design le type, C'est l'épaisseur de la matière est  $\delta = 0.08mm$

Avec 19 la hauteur effective  $h_{eff} = 1.9mm$

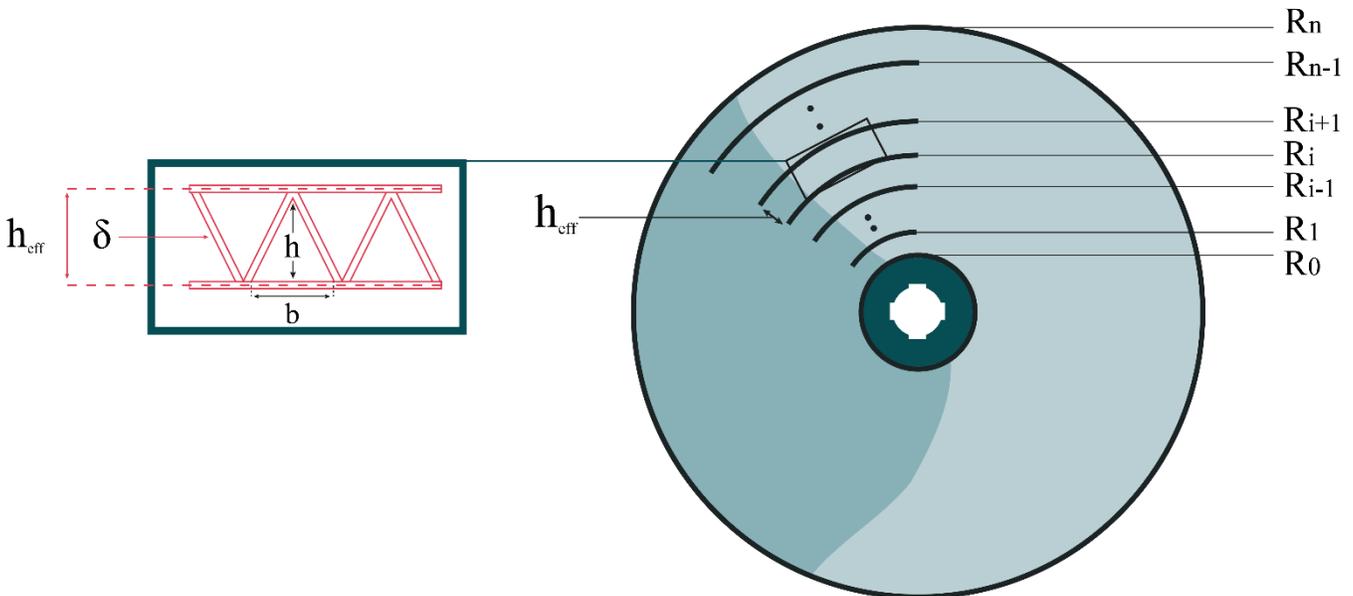


Figure 2.10 : Schéma descriptive de la géométrie de la roue

La roue est constituée de  $n$  nombre de cercles de diffère rayons :

$$R_0, R_1, \dots, R_{i-1}, R_i, R_{i+1}, \dots, R_{n-1}, R_n$$

Ce nombre de cercles est déterminé par l'espacement effectif ou bien la hauteur effective.  $h_{eff}$

Donc :

$$n = \frac{R_{eff}}{h_{eff}} \quad 2.34$$

Le nombre de passages est la somme de nombre d'ondulation possible pour chaque cercle

$$N_{\omega} = \sum_{i=1}^{n-1} 2 n_{\omega i} \quad 2.35$$

Le nombre d'ondulation possible pour chaque cercle égale au périmètre du cercle  $i$  divisé par la base d'ondulation.

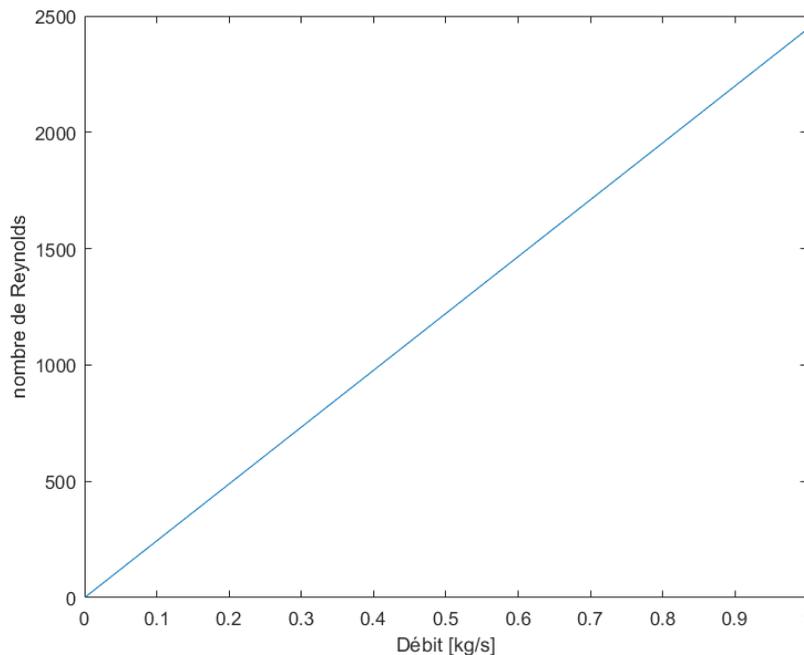
Donc on peut conclure que le nombre de passage :

$$N_{\omega} = \phi(R_n, R_0, h_{eff}, \delta, b)$$

Le coefficient d'échange globales est reste à déterminer et avec l'hypothèse de considérer que les échanges par convection

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D_h} \quad 2.36$$

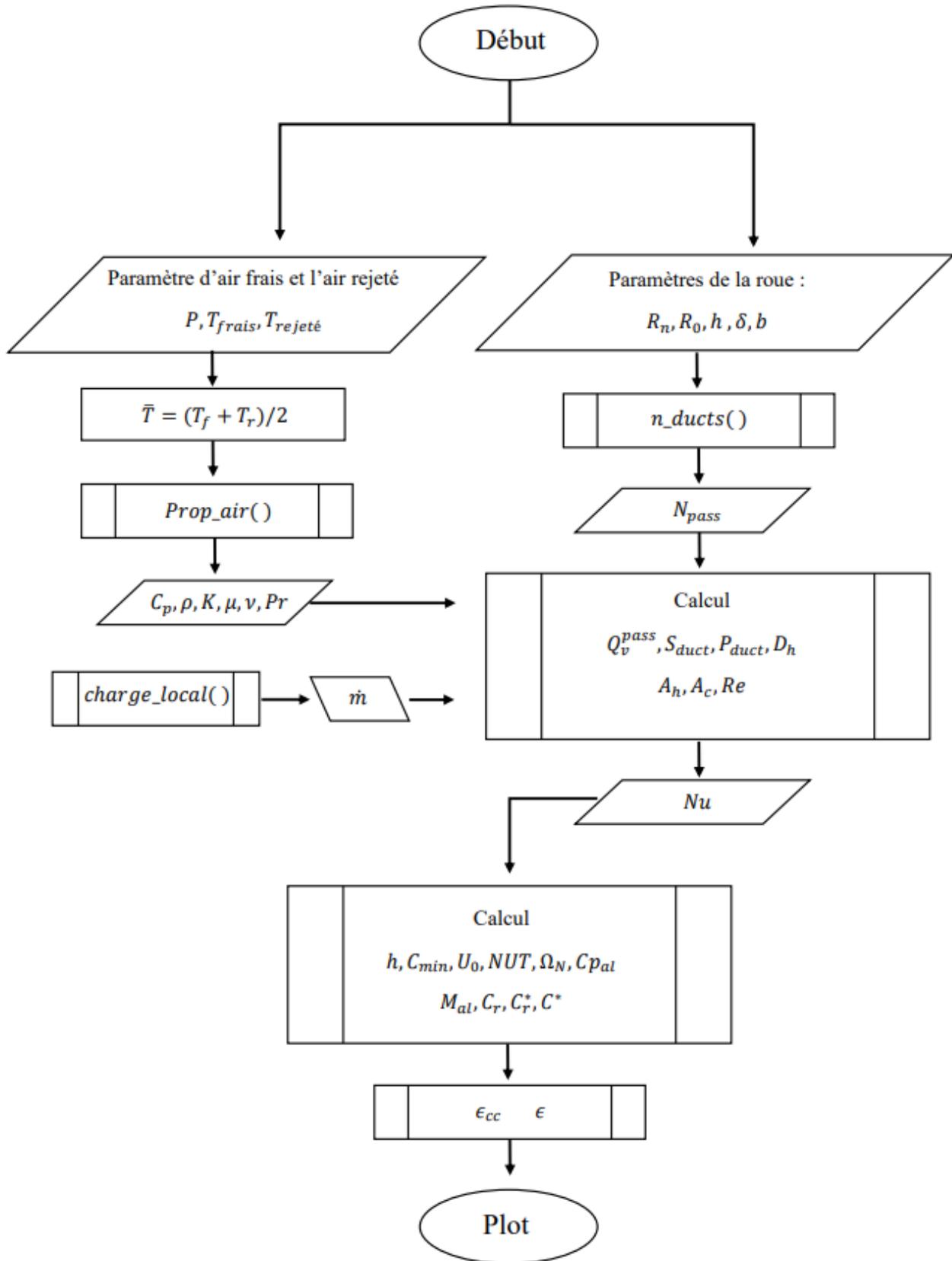
Le nombre de Nusselt dépend principalement du régime d'écoulement.



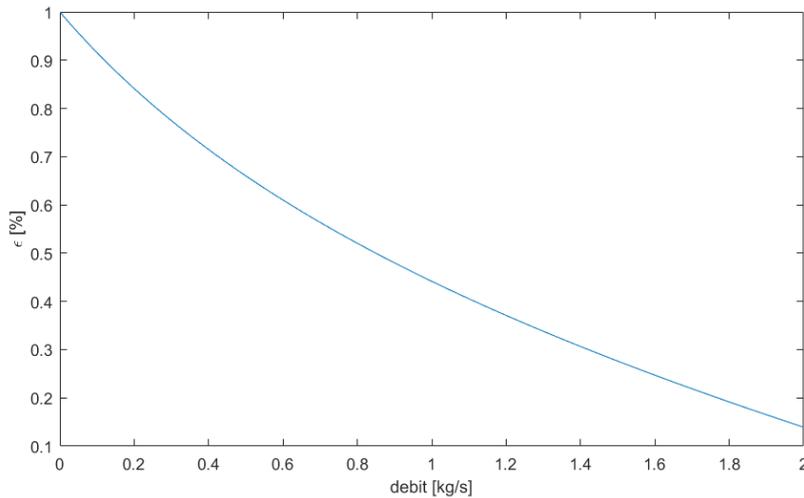
**Figure 2.11** : la variation du nombre de Reynolds en fonction de débit

D'après les calculs du nombre de Reynolds le régime d'écoulement dans les micros passages/conduits est laminaire jusqu'à un débit de soufflage d'ordre de 1 kg/s d'où des nouvelles corrélations pour l'estimation de nombre de Nusselt doit être utilisé. (Nusselt pour régime laminaire dans les conduits ondulé est  $\approx 2.5$  [48])

Appliquons l'algorithme démontré dans l'organigramme 2.1 on peut obtenir les efficacités de ce échangeur à des débits variables.



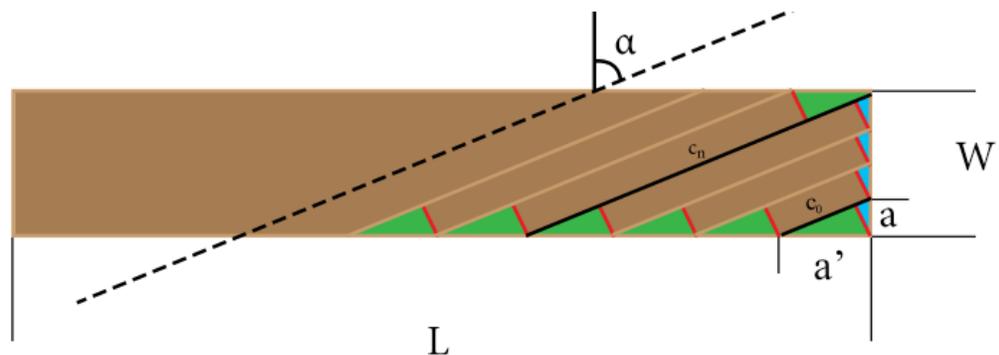
Organigramme 2.1 : L'algorithme d'application de la méthode  $\epsilon - NUT$



**Figure 2.12:** la variation d'efficacité en fonction de débit pour un échangeur à 400mm de diamètre

*c/ Humidificateur*

Pour dimensionner l'humidificateur, il est important de déterminer le nombre de poches dans lesquelles l'eau s'écoule. Cependant, il est nécessaire de connaître d'abord le nombre de passages pour une seule plaque ondulée.



**Figure 2.13 :** Vue schématique de l'humidificateur.

En générale l'angle  $\alpha$  est donné par le fabricant. Dès que les passages sont orientés avec cet angle il est possible de calculer le nombre total des passages est en fonction du nombre  $a'$  et la longueur de la plaque.

$$N_{passages} = \frac{L}{a'} \quad \text{Avec} \quad a' = b/\cos(\alpha) \quad 2.37$$

La largeur effective de passage peut être obtenue en supposant que le tout premier passage commence exactement au début de la plaque. À ce point, la plaque ondulée forme une sorte de pyramide. Si nous la regardons selon l'angle  $\alpha$ , la section devient un triangle avec une base  $b$  et une hauteur de l'ondulation  $h$ .

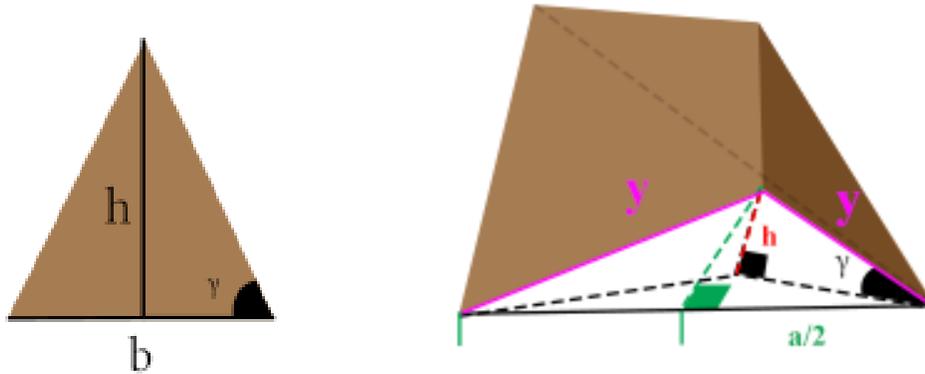


Figure 2.14 : (a) vue de côté avec l'angle  $\alpha$  (b) vue perspective

La surface d'échange est un autre paramètre important pour déterminer les performances de l'échangeur. Pour cela, la longueur de chaque passage,  $c_0, c_1, \dots, c_n$  doit être calculée.

Ensuite, la surface d'échange pour chaque passage peut être calculée. Il est important de noter qu'il existe une symétrie pour la plaque, ce qui simplifie les calculs.

$$A = 2 \sum_{i=1}^{n-1} P * c_i + A_0 \tag{2.38}$$



Figure 2.15 : (a) la surface  $i^{eme}$  passages (b) Surface d'échange de la première surface

## ● 2.3 SIMULATION DE SYSTEME

L'énergie interne de la cellule à conditionné est fonction des apports ainsi que le temps :

$$\dot{m} C_p (T_i - T_s) = \dot{Q}(t) \quad 2.39$$

Les apports sont en fonction de la température ambiante et interne :

$$\dot{Q}(t) = A + B(T_a - T_i) \quad 2.40$$

Avec  $A = S_{ens} I_d \alpha + Q_{int}$  2.41

Et  $B = UA$  2.42

$S_{ens}$  : Surface des murs ensoleillés [m<sup>2</sup>]

$I_d$  : Eclairement solaire diffus [W/m<sup>2</sup>]

$\alpha$  : Absorptivité des murs

$Q_{int}$  : les apports internes

$U$  : Coefficient d'échange global des murs

$A$  : Surface des murs

## ● 2.4 CONCLUSION

Le central traitement d'air est principalement composé de différents types d'échangeurs de chaleur/masse, l'analyse de géométrie des passages joue un rôle essentiel pour leur modélisation, ainsi que un analyse thermique appliquons les lois de la thermodynamique nous permettre de comprendre le comportement de ces composants ce qui par la suite nous guide dans leur sélection et dimensionnement selon les besoins. L'outil informatique indispensable pour ces tâches.

Les données expérimentales sont également précieuses, car elles permettent d'effectuer des ajustements plus précis et d'obtenir une courbe standardisée de la pièce en cours d'acquisition.

## Chapitre 3 : Résultats et Discussion

Après la vérification que la centrale et en particulier la roue de dessiccation ainsi que l'échangeur rotatif (acquis pour une autre application) peuvent répondre à la demande on procédera à la simulation du système. La simulation numérique d'un système de traitement de l'air offre une flexibilité pour la conception personnalisée, avec une précision importante en ce qui concerne les exigences sensibles. L'étude paramétrique ouvre la porte à d'autres configurations et possibilités. Ce chapitre présente les résultats obtenus, accompagnés d'une discussion appropriée, tout en fournissant des perspectives pour les travaux futurs.

### 3.1 VALIDATION DU CHOIX DE LA CENTRALE

La roue à dessiccation et l'échangeur rotatif ont été acquis pour répondre aux besoins d'un autre local, donc le dimensionnement et le choix n'est pas forcément approprié pour répondre à la charge du nouveau local. Il y a donc lieu de vérifier que la configuration actuelle peut répondre aux besoins du nouveau local.

#### 3.1.1 Débit de soufflage

La régulation du système de climatisation pour répondre à la charge (selon la température de consigne) est réalisée par la modulation de la température de soufflage ou du débit de soufflage.

Ainsi on peut travailler :

- A débit constant et moduler la température de l'air au soufflage en modulant la vitesse de rotation de la roue et de l'échangeur
- A Température de soufflage constante et moduler le débit

Les 2 paramètres doivent répondre aux conditions de confort :

- La vitesse de l'air autour des occupants doit inférieure à 1 m/s
- La température de soufflage ne doit pas indisposer les occupants (on peut l'atténuer avec des diffuseurs horizontaux).

Compte tenu de la complexité de la régulation par modulation des vitesses de rotation il est plus indiqué de réguler par modulation de débit. Par ailleurs, l'estimation du débit maximal est nécessaire pour le choix du ventilateur.

Pour une température de l'ordre de 15 à 20°C (288 à 293K) la table de l'air donne :

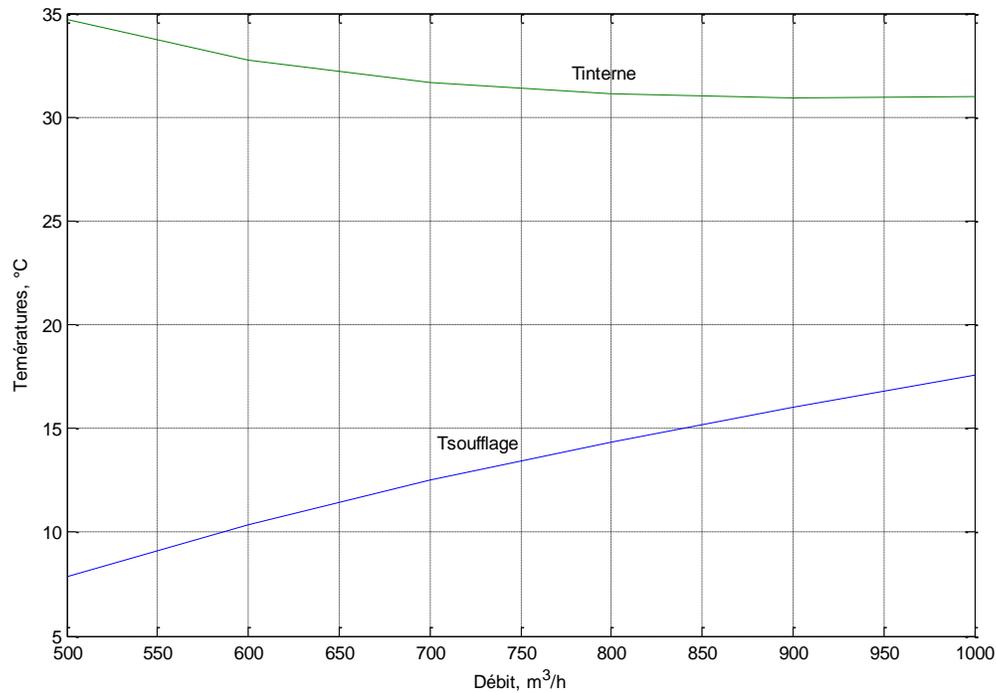
$$C_p = 1007 \text{ J/kgK} \quad \text{et} \quad \rho = 1.21 \text{ kg/s}$$

L'estimation des apports sensibles du local (selon les conditions de base externes données par le DTR) étant de 4753.7 W et en considérant un  $\Delta T$  au soufflage de 15°C, le débit d'air correspondant est égal à :

$$\dot{m}_1 = \frac{Q}{\rho c_p \Delta T_s} = \frac{4543.7}{1.21 * 1007 * 15} = 0.233 \text{ m}^3/\text{s} = 839 \text{ m}^3/\text{h} \quad 3.1$$

### 3.1.2 Validation

En faisant varier le débit de soufflage de 800 à 1000 m<sup>3</sup>/h et en tenant compte des efficacités respectives des composants de la centrale on obtient les résultats représentés en figure 3.1



\*

**Figure 3.1 :** Simulation de température à l'intérieures de local selon les conditions les plus défavorables

- **Discussion**

Les résultats indiquent que la centrale de traitement d'air dimensionnée en fonction de la DTR (heure la plus défavorable de l'année) n'est pratiquement d'aucune utilité à Bou-Ismaïl. Cependant, pour le reste du temps, une simulation du système sur une journée type nous permettra d'obtenir une réponse plus précise.

## ● 3.2 SIMULATION

### 3.2.1 Traitement des données

Les données sont fournies à partir de station météo de l'unité de Bou-Ismaïl.

- *Description de la base des données*

#### *a/ Site de Bou-Ismaïl*

Les données météorologiques pour une année complète en 2015 sont disponibles sous forme de série de mesures, réparties en 12 feuilles correspondant à chaque mois.

Avec quatre types de données enregistrées sont la température (T), la vitesse du vent (WS) en m/s, l'éclairement solaire incident (ray\_inc) en W/m<sup>2</sup>, et l'irradiation horaire (ray\_hor) en W/m<sup>2</sup>.

Une fois les données transférées vers Matlab, nous pouvons procéder à un simple tracé (plot) des températures de chaque mois. Cette visualisation nous permettra d'identifier les valeurs erronées ou aberrantes pour chaque mois, le cas échéant. D'après les analyses des graphes on peut déduire plusieurs types d'erreurs. En analysant les tracés, nous pourrions repérer les valeurs qui semblent incohérentes ou qui sortent de la plage de températures attendue. Cela nous aidera à identifier et à corriger les éventuelles erreurs dans les mesures météorologiques, afin d'obtenir des données fiables et cohérentes pour notre étude.

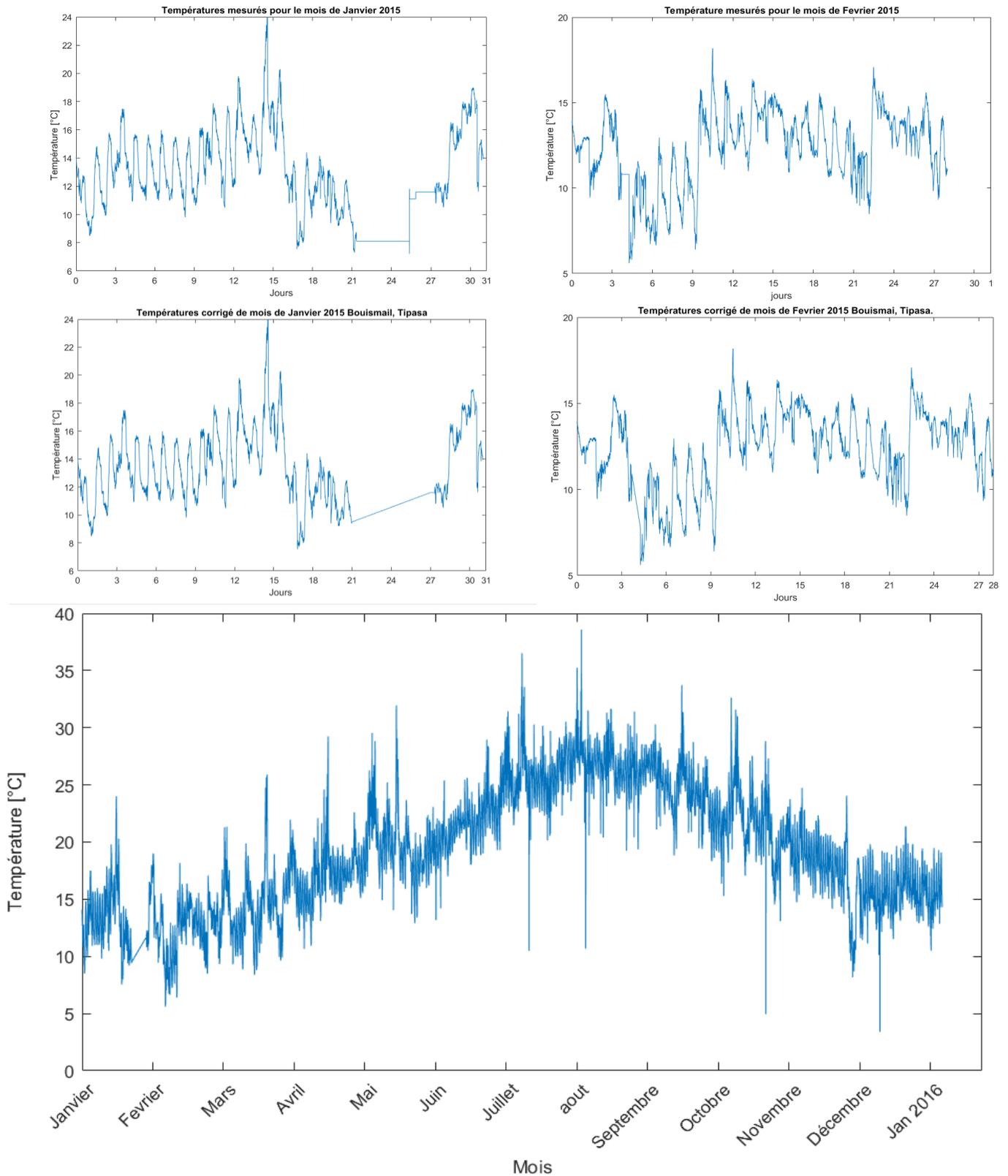
- *les séries d'erreurs :*

Les séries d'erreurs sont généralement attribuables à des problèmes techniques liés à l'appareil de mesure. Il est crucial de les identifier, de les localiser avec précision et de prendre les mesures nécessaires pour les corriger afin d'assurer l'exactitude des données.

- *les erreurs individuelles*

Les erreurs individuelles sont principalement causées par la sensibilité et la qualité des capteurs. Elles se manifestent souvent par des fluctuations soudaines dans les données. Dans la plupart des cas, ces erreurs peuvent être négligées car elles n'ont pas d'effet significatif sur la tendance générale des données.

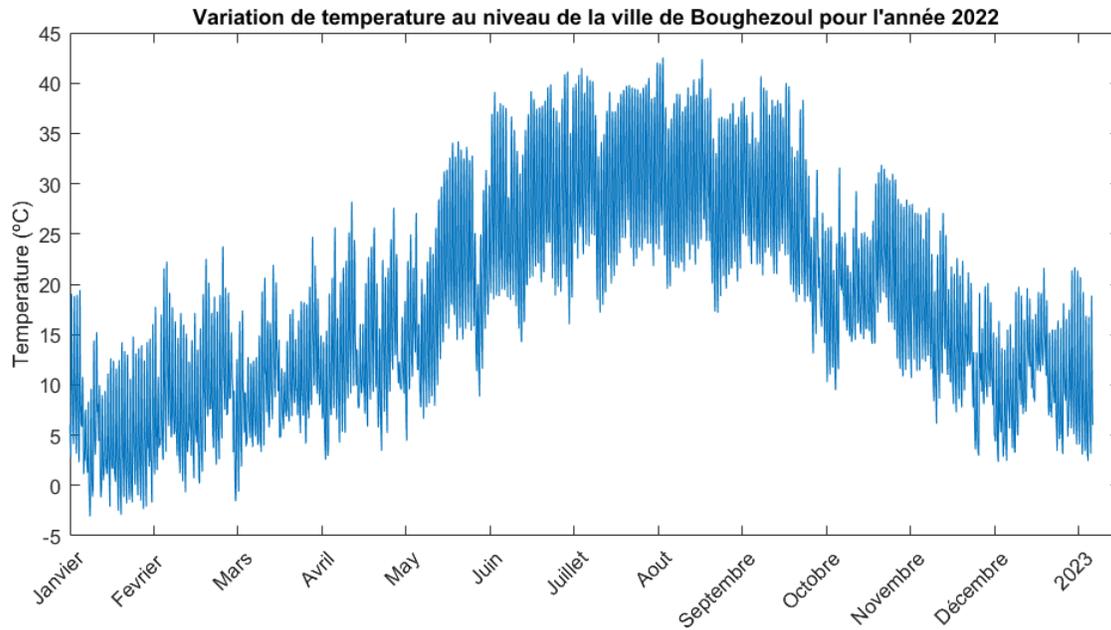
Dans notre base des données, deux mois sont affectés par une série d'erreurs. Le mois de Janvier présente une série continue d'erreurs du 21 au 27 du mois, le mois de Février présente une série continue d'erreurs du 3 à 16h48min jusqu'au 4 à 6h14min.



**Figure 3.2 :** (a) présentation graphique des données avant traitement  
 (b) présentation graphique des données après traitement (c) allure annuelle des données

### *b/ Site de Boughezoul*

Boughezoul est une ville type des Hautes plateaux de l'Algérie. Région caractérisée par un climat aride, présente des taux d'humidité modérés en raison de la présence de bassins et de barrages dans la région. Les données météorologiques pour la région de Boughezoul sont disponibles gratuitement via des programmes open-source internationaux sur le site de la NASA [49], ce qui facilite l'analyse climatique et la modélisation des systèmes de climatisation. Bien que les données spatiales puissent présenter un compromis en termes de précision, elles peuvent néanmoins être utilisées pour obtenir des estimations et des tendances générales des conditions climatiques dans la région.

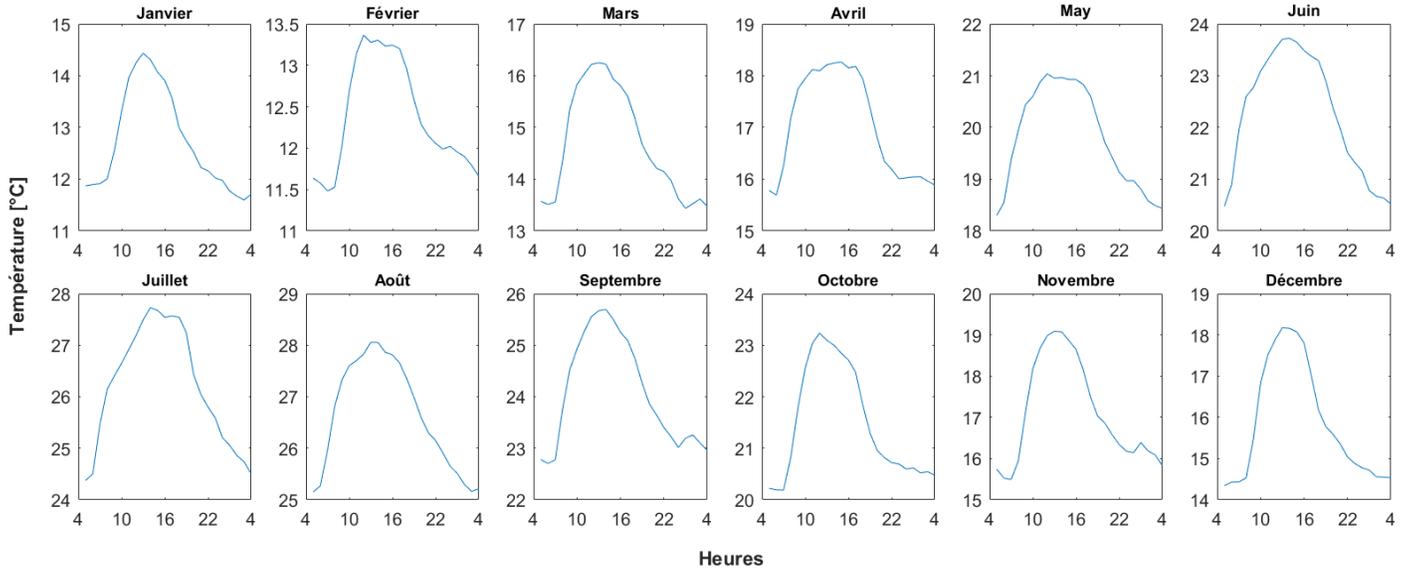


**Figure 3.3 :** présentation graphique de l'allure annuelle des données satellitaire pour le site de Boughezoul l'année 2022

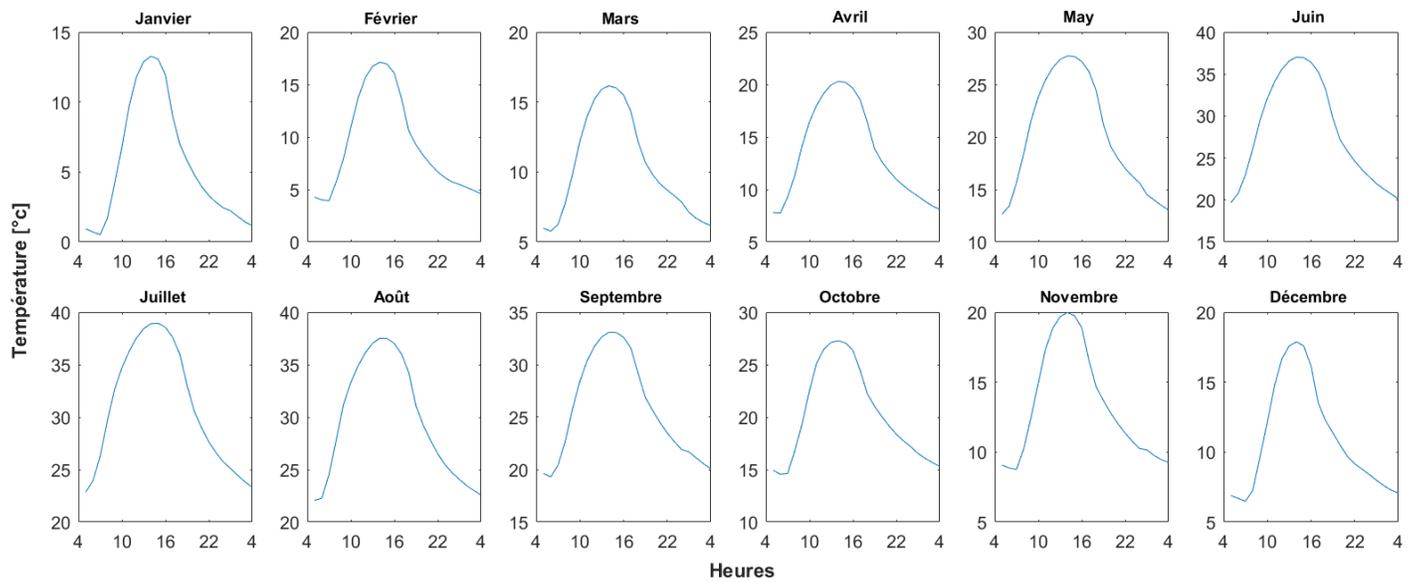
#### ○ *Journée Type*

Les mesures sont prises toutes les 5 minutes, à partir de minuit le 1er janvier 2015. Dans notre étude, nous avons besoin de moyennes horaires, donc après chaque série de 12 données, nous calculons la moyenne pour chaque heure. Cela nous permet de transformer notre base de données au format horaire. Ensuite, nous devons sélectionner le nombre de jours à partir desquels nous allons tirer la journée type (par exemple, pour le mois de juillet : du jour 182 au jour 212). En calculant la moyenne pour chaque tranche horaire pendant cette période, nous obtenons la journée type.

Pour les données de Boughezoul les données sont déjà en format horaire.



*Figure 3.4 : Les températures moyennes des journées types de chaque mois de l'année 2015 pour le site de Bou-Ismaïl*



*Figure 3.5 : Les températures moyennes des journées types de chaque mois de l'année 2022 pour le site de Bougezoul*

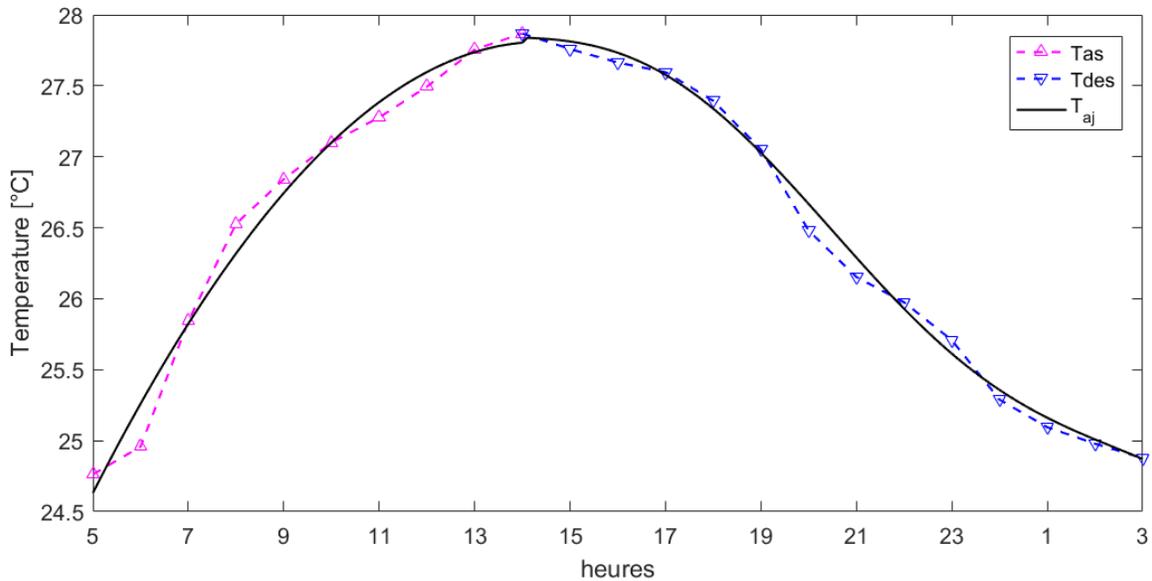
- **Discussion**

On remarque que les courbes des journées types pour les données de Bougezoul ont une allure plus lisse contrairement aux courbes types de Bou-Ismaïl, ce qui propose plus de correction pour la base des données de Bou-Ismaïl.

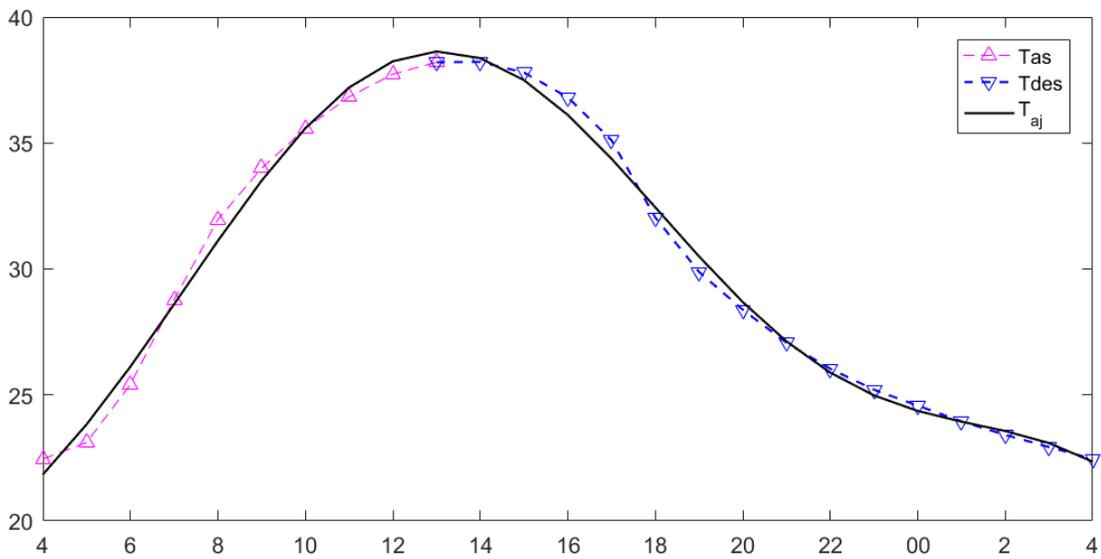
### 3.2.2 Données Climatiques

#### a/ Température ambiante

La figure 3.5 représente la variation de la température ambiante durant une journée type de la saison estivale pour les 2 sites. Journées types obtenues après traitement des données disponibles. Les données relatives à la journée type obtenue sont comparées aux résultats des modèles de reconstitution présentés dans la partie bibliographique (Lazzarin et une somme des sinusoïdes). On constate qu'il y a une bonne concordance.



**Figure 3.6 :** Variation de la température ambiante pour la journée type des mois de juillet/aout pour le site de Bou-Ismaïl



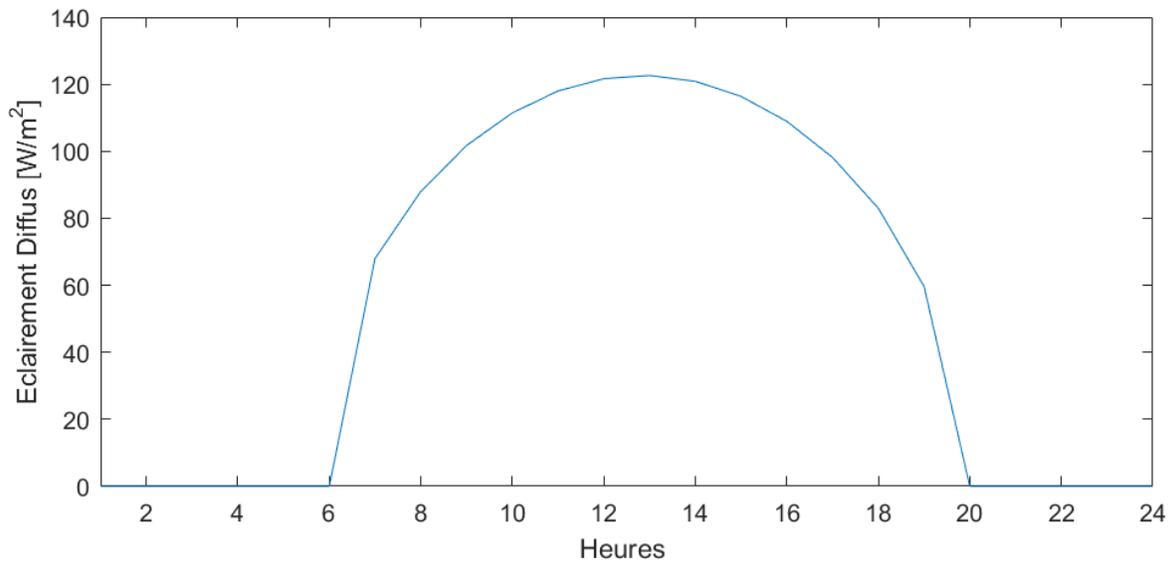
**Figure 3.7 :** Variation de la température ambiante pour la journée type des mois de juillet/aout pour le site de Bougezoul

- **Discussion**

Il est intéressant de noter que pendant la saison estivale, la température à Bou-Ismaïl atteint une valeur maximale d'environ 28°C avec une diminution plus lente par la suite. Par contre, dans la région de Boughezoul, la température maximale approche les 40°C avec une diminution plus rapide. Cette différence peut être attribuée à la nature venteuse des hauts plateaux et à la présence de barrages et de bassins qui peuvent influencer le climat local.

**b/ Eclairage solaire**

Du fait de sa disposition, le local ne reçoit que l'éclairage solaire diffus. La figure 3.7 représente la variation de ce dernier selon le modèle de Capderou [7].



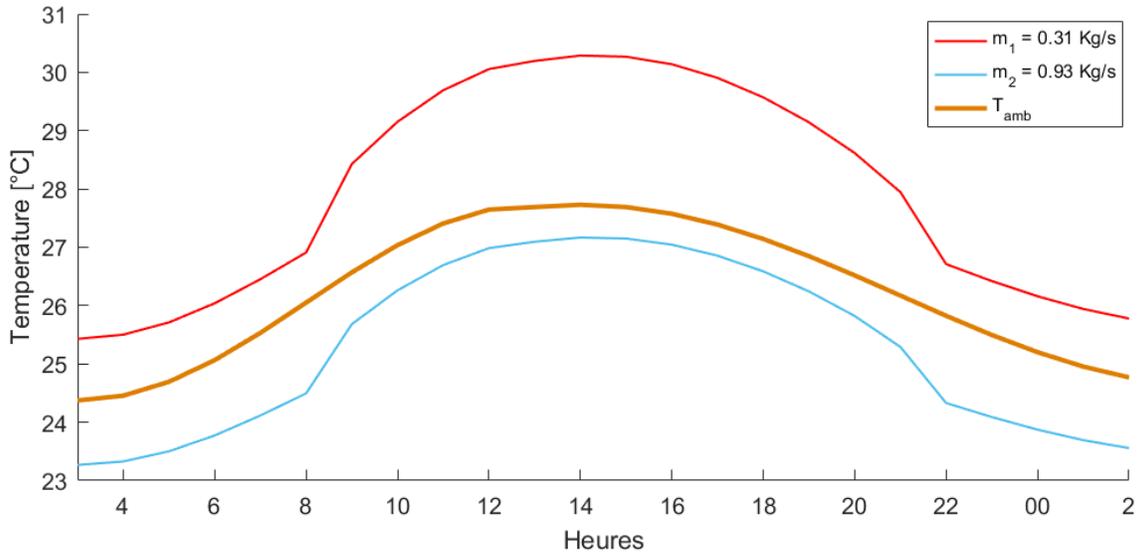
**Figure 3.8 :** Variation de l'éclairage solaire pour la journée type à Bou-Ismaïl

### 3.2.3 Simulation du fonctionnement de centrale

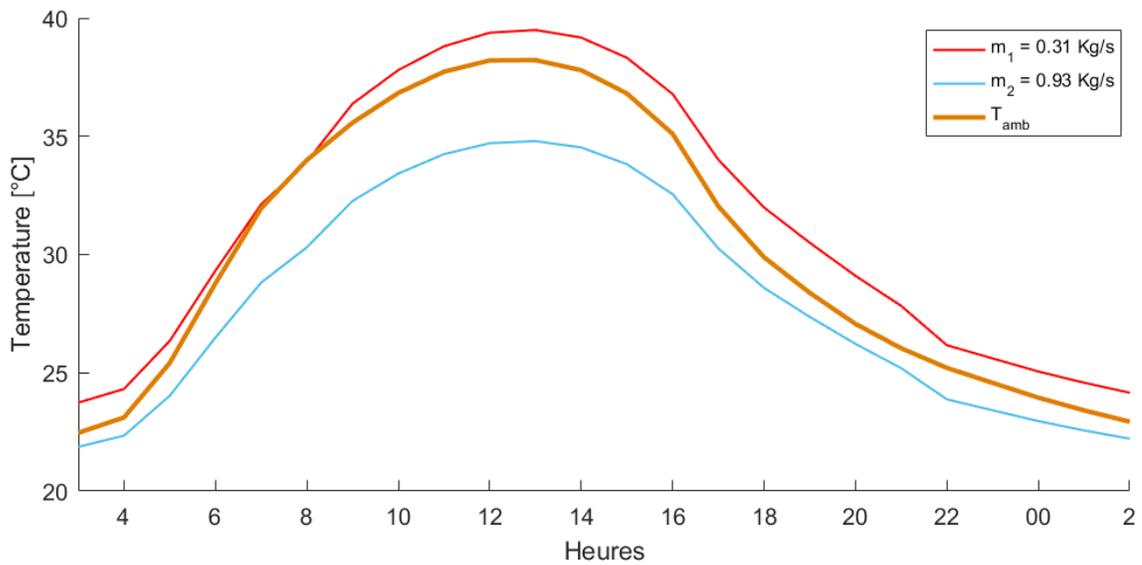
La simulation du fonctionnement de la centrale, pour le circuit de soufflage, avec toutes les composantes nous assure la prédiction de la température de soufflage en fonction des débits et les conditions extérieures. La simulation sera faite considérant un débit constant avec modulation de la Température de soufflage puis à débit variable.

- **A débit constant**

La simulation pour ce mode est faite en supposant que le régime transitoire peut être considéré comme une suite de régimes permanents. Les figures 3.8 et 3.9 représentent la variation de la température à l'intérieur du local pour des débits de soufflage de 0.31 et 0.93 kg/s pour les sites de Bou-Ismaïl et Boughezoul, respectivement.



**Figure 3.9 :** Variation de la température à l'intérieur du local pour des débits de soufflage de 0.31 et 0.93 kg/s pour le site de Bou-Ismaïl

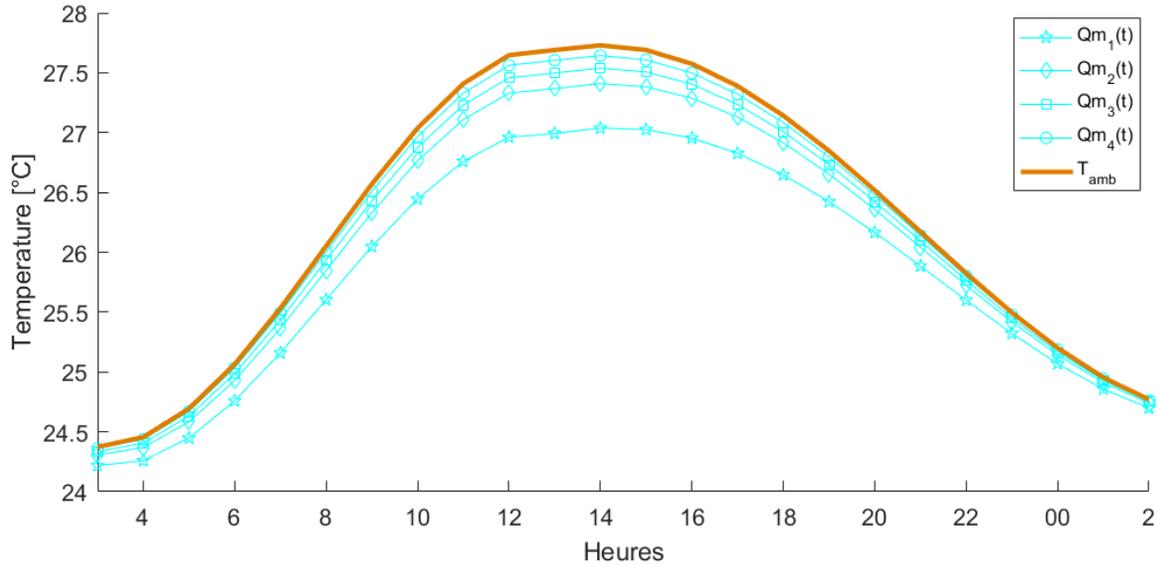


**Figure 3.10 :** Variation de la température à l'intérieur du local pour des débits de soufflage de 0.31 et 0.93 kg/s pour le site de Bougezoul

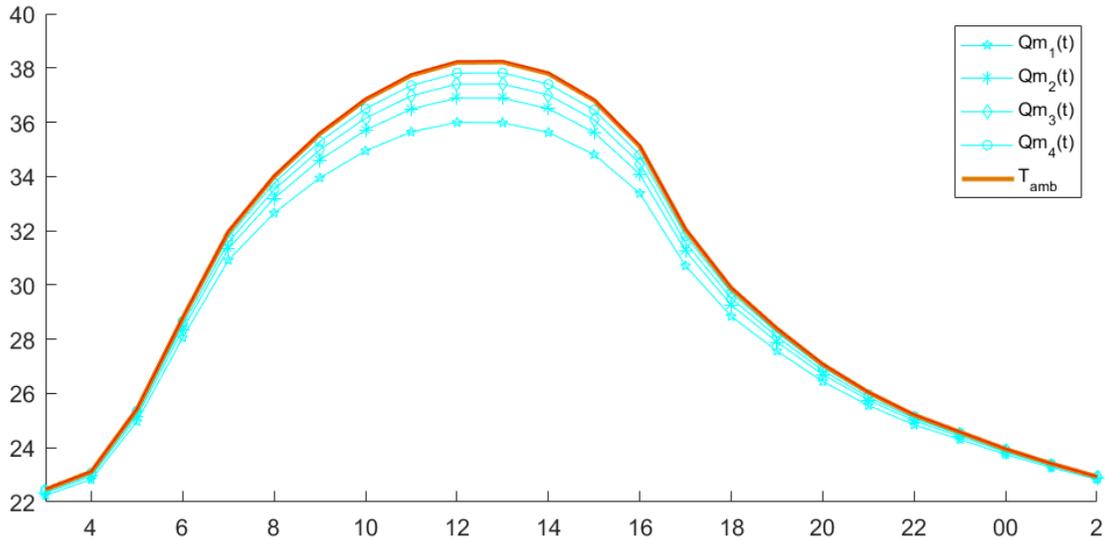
D'après les résultats de la simulation, il est clair que le débit de soufflage  $\dot{m}_1$  n'est pas suffisant pour vaincre les apports de chaleur pour les deux sites. Par contre  $\dot{m}_2$  peut répondre aux conditions de confort thermique partiellement au début de la journée à Bou-Ismaïl, cependant pour le site de Bougezoul des débits supérieurs sont requis. Mais il est important de noter que l'effet de rafraîchissement ( $\Delta T_r$ ) à Bougezoul est plus important.

○ A débit variable

Toujours avec l'hypothèse que le régime transitoire peut être considéré comme une suite de régimes permanents le système est simulé en modulant le débit selon les besoins. Les figures 3.9 et 3.10 représentent la variation de la température à l'intérieur du local pour les sites de Bou-Ismaïl et Bougezoul, respectivement.



**Figure 3.11 :** Variation de la température à l'intérieur du local pour le site de Bou-Ismaïl avec modulation du débit.



**Figure 3.12 :** Variation de la température à l'intérieur du local pour le site de Bougezoul avec modulation du débit.

- *Discussion*

On constate qu'un système à débit variable est mieux adapté pour répondre aux exigences spécifiques sans nécessiter d'interventions régulières. La recherche du débit optimal dépend du site. Les performances sont pratiquement identiques à celles d'un système à débit constant. L'avantage évident de la mise en œuvre d'un débit variable est une contribution plus importante à une température plus uniforme tout au long de la journée.

### ● 3.3 ETUDE PARAMETRIQUE

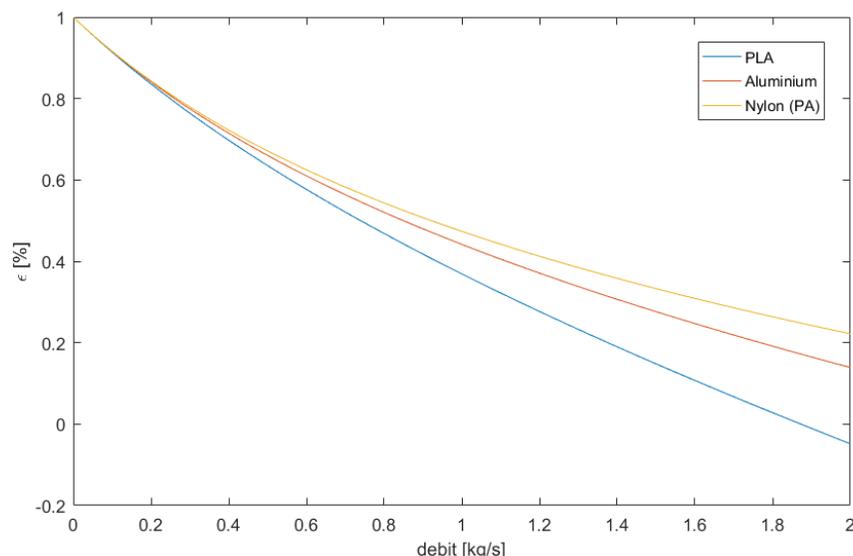
#### 3.3.1 Matériaux

La modélisation précise des éléments du CTA, nous permet de modifier et tester différents paramètres afin de comprendre leur impact sur les performances globales. L'un des résultats intéressants de cette modélisation est l'observation des effets du changement de matériau de l'échangeur rotatif.

En utilisant différents types de polymères pour la construction de l'échangeur, nous pouvons explorer de nouvelles possibilités en termes de performances et d'efficacité. Les polymères offrent des avantages tels qu'une masse volumique plus faible par rapport aux matériaux traditionnels tels que l'aluminium. Cela permet de réduire le poids de l'échangeur tout en maintenant un volume identique, ce qui peut avoir un impact positif sur la consommation d'énergie et les contraintes mécaniques du système

De plus, la résistance à la corrosion et la durabilité des polymères peuvent contribuer à une plus longue durée de vie de l'échangeur, réduisant ainsi les coûts d'entretien et de remplacement.

Prenons en compte plusieurs considérations les facteurs de disponibilité et impact environnemental ainsi que les contraintes de poids et de prix, deux polymères se distinguent, PLA (Poly Lactic Acid) ce qui un polymère Biodégradable. Le PA (polyamide) aussi appelé nylon 12 et un type de plastic abondamment disponible pour le recyclage. La figure 3.11 représente la variation de l'Efficacité de l'échangeur en fonction de débit pour plusieurs matériaux



**Figure 3.13** : Efficacité en fonction de débit pour plusieurs matériaux

D'après la figure 3.11 on constate qu'une meilleure efficacité est obtenue avec le Nylon. Par contre l'efficacité du PLA est plus faible. Les efficacités convergent des débits inférieurs à 0.2 kg/s. Les performances de l'échangeur vont être considérablement améliorées avec l'utilisation d'une roue en Nylon ce qui est plus économique (installation, maintenance et poids). La température maximale de fonctionnement recommandée est 52°C.

### 3.2.2 Porosité

La porosité de la matrice est aussi une autre propriété importante lors la modélisation de la roue, pour une même géométrie de base la porosité est influée par le rayon de l'échangeur

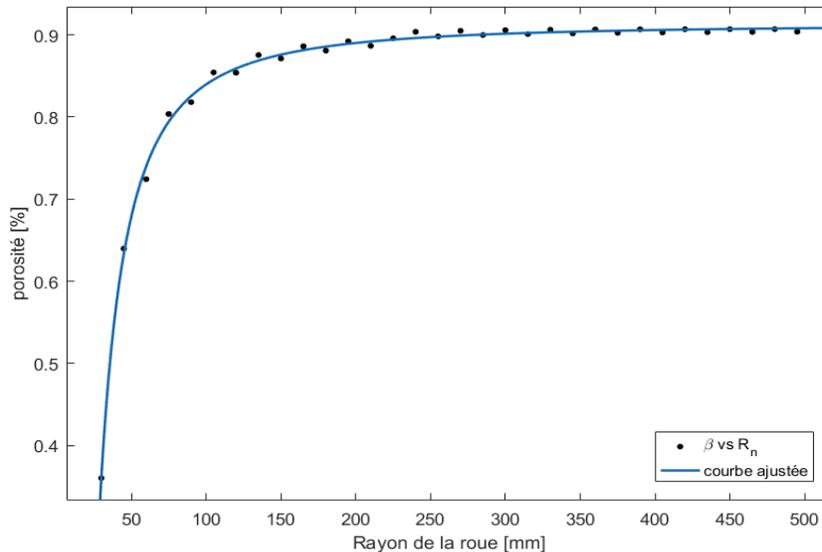


Figure 3.14 : Porosité en fonction du rayon

D'après la figure 3.12 on peut observer qu'au-delà d'un certain rayon, l'amélioration de la porosité de la roue n'est pas significative avec l'augmentation du rayon externe. Pour cette configuration spécifique avec un rayon de l'ordre de 400 mm, il est constaté qu'un rayon de 200 mm offre un bon compromis en termes d'équilibre. En d'autres termes, une augmentation supplémentaire du rayon externe de la roue n'entraînerait pas d'amélioration significative de la porosité.

Aussi il existe un rapport entre le rayon externe et le rayon interne de la roue dans lequel la porosité augmente de manière significative. Cela signifie qu'il y a une plage de valeurs pour le rapport des rayons qui permet d'obtenir une augmentation suffisante de la porosité.

Les calculs de la porosité ont été faits avec une hauteur effective constante ce qui explique la fluctuation, d'où un ajustement était fait pour corriger ces erreurs

$$\beta(R_n) = -165.3 R_n^{-1.676} + 0.913 \quad 3.2$$

Avec  $R^2 = 0.9975$  et  $RMSE = 0.005565$  ce qui donne un intervalle de confiance de 95%

### 3.2.3 Surface d'échange

La surface d'échange est un autre paramètre essentiels qui doit être maximisé afin d'améliorer les échanges de chaleur et de mass.

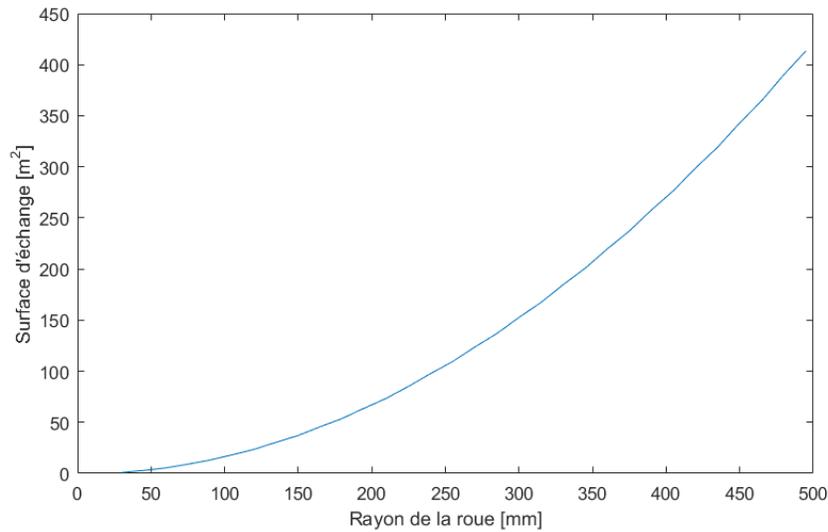


Figure 3.15 : Surface d'échange en fonction du rayon

Le comportement de la surface d'échange en fonction du rayon de l'échangeur n'est pas linéaire, ce qui peut sembler contre-intuitif. Cependant, il a été observé que toute augmentation du rayon de l'échangeur conduit à une amélioration de ses performances.

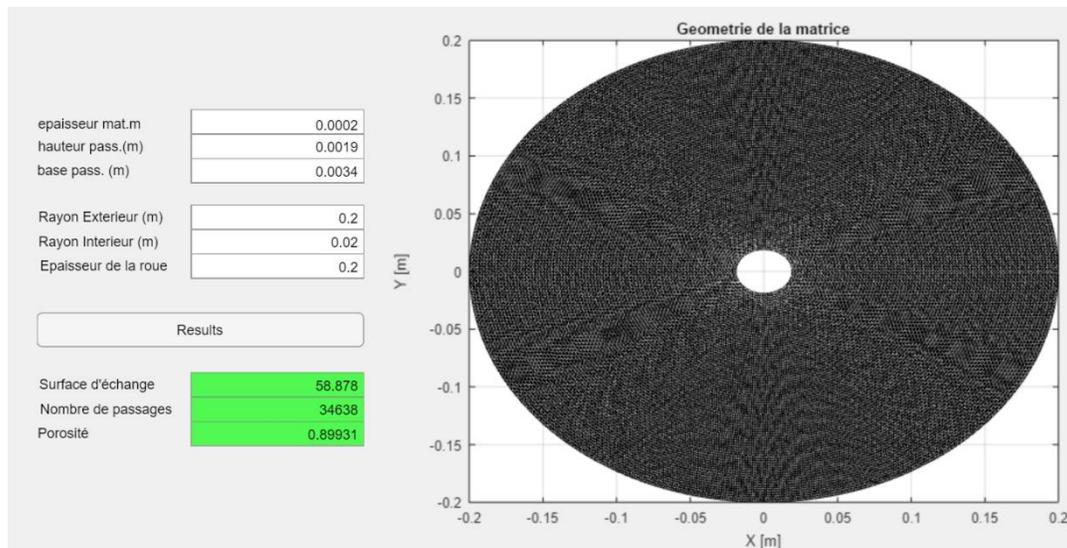
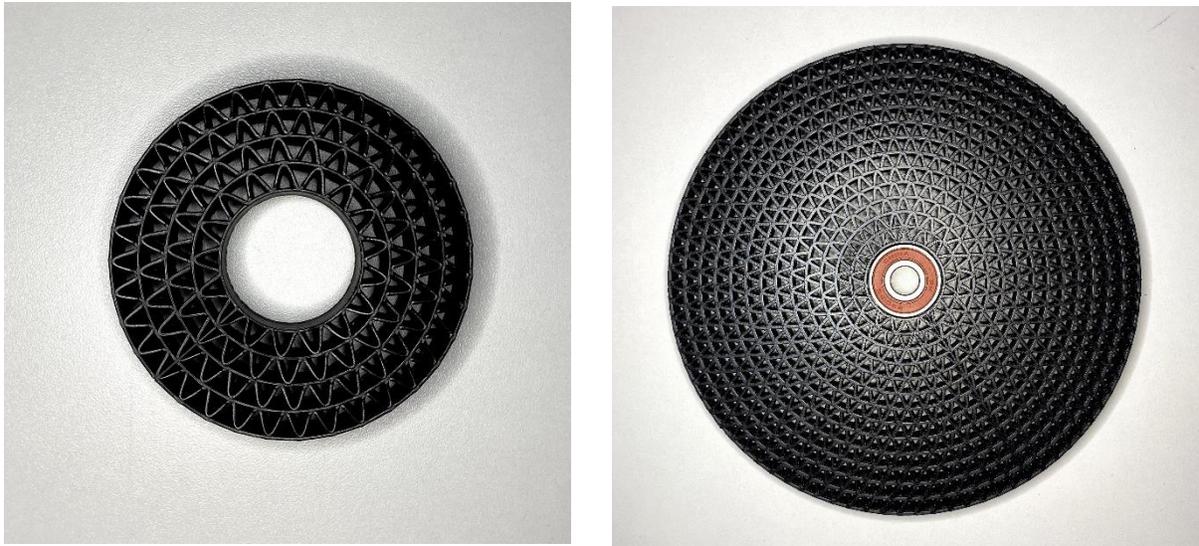


Figure 3.16 : Capture d'écran de l'interface développée

**Note :** il est important de noter que les calculs sont faits pour une géométrie de base constante celle du rotor de Klingenburg RRS P-C19 pour cela une interface graphique a été développée pour tirer les différents paramètres d'évaluation.

○ **Fabrication de l'échangeur**

Les résultats obtenus pendant la partie étude paramétrique ont influencé la recherche pour une méthode de fabrication de cette pièce, ce qui est possible en utilisant la fabrication additive. Le seul défi pour réaliser cette pièce est sa modélisation 3D (voir figure 2.8) en utilisant un outil informatique et en tenant compte du nombre énorme de points nécessaires (nécessite d'un super-ordinateur). Par ailleurs, la fabrication additive nécessite de trancher le modèle 3D par le « Slicer ». Ce complique les choses et nécessite double la puissance de calcul. Quelques pièces selon les moyens personnels, ont été fabriquées.



*Figure 3.17 : échantillons des pièces fabriquées*

● **3.4 PERSPECTIVES**

Pour des contraintes de temps et des difficultés administratives au niveau de l'unité de Bou-Ismaïl, l'étude présente a priorité la validation de choix du centrale par simulation. Donc avec des facilitations de travail plus favorable l'étude aurait été plus approfondie par :

- Une étude statistique sur les apports journaliers dont le but d'obtenir un profil avec une allure bimodale qui est plus proche de la réalité dans un environnement bureautique.
- Une simulation prenant en compte les coordonnées spatiales (x, y, z) et temporelles (t) ainsi que l'introduction de l'inertie des meubles peut fournir une meilleure compréhension de la distribution et de l'évolution de la température à l'intérieur du local.
- La fabrication de la roue et de l'échangeur rotatif est une option très intéressante et mérite une attention particulière et la mise en route des travaux de recherche consistants.

### ● 3.5 PROPOSITION

L'utilisation de système au site de Bou-Ismaïl, avec la roue existante induit des températures et des vitesses de soufflage inconfortable pour les occupants cela nécessite des diffuseurs de soufflage horizontaux.



Figure 3.18 : Bouche de soufflage avec diffuseur horizontal

#### ○ Proposition 1 :

L'ajout d'un refroidisseur indirect en plastique avec une **Efficacité de 75%** sur le circuit d'air neuf juste après l'échangeur rotatif va servir à fournir la température de soufflage nécessaire pour vaincre les apports internes

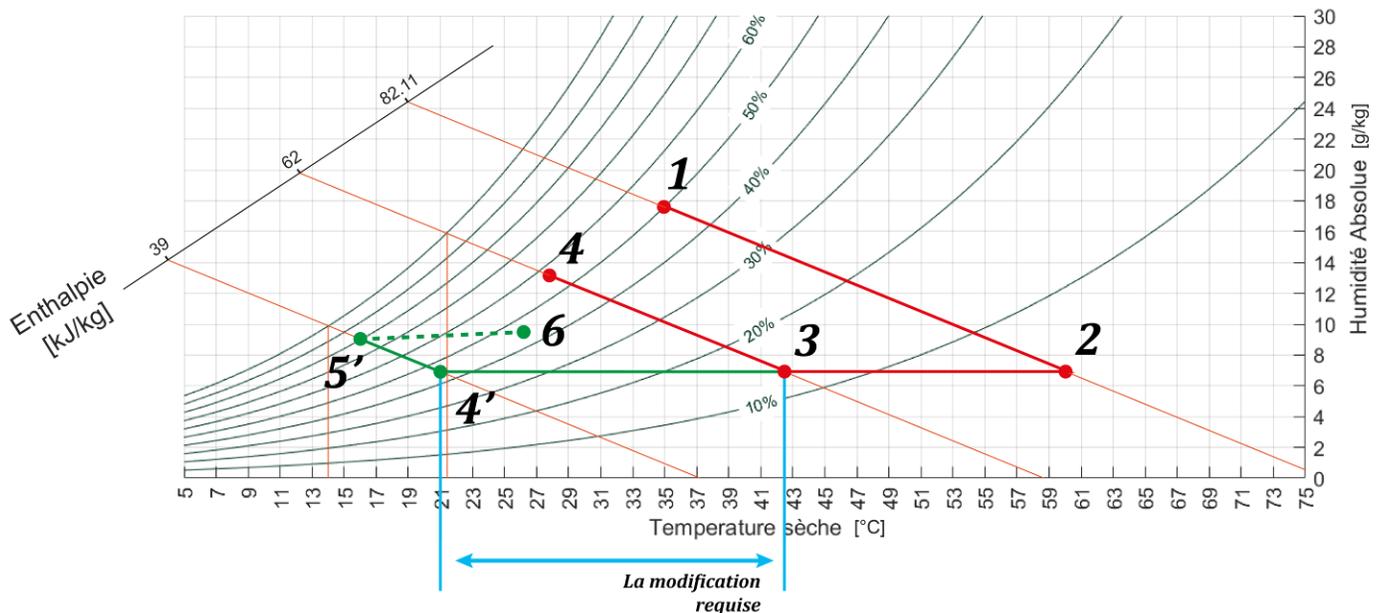


Figure 3.19 : la modification requise sur le diagramme de l'air

RD: Roue à Dessiccation  
ER: Echangeur Rotatif

RI: Refroidisseur Indirect  
HM: Humidificateur

AS: Air soufflé  
AC: Air conditionné  
Aext : Air de l'exterieur

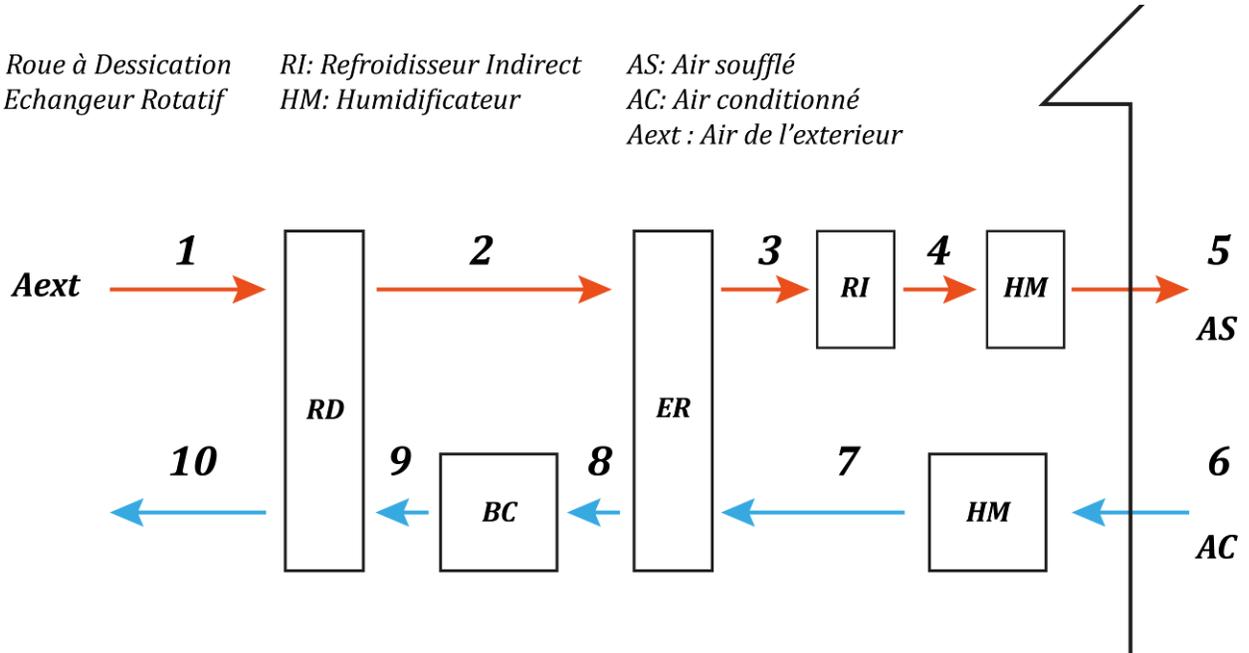


Figure 3.20 : la première proposition de la modification sur le cycle de base

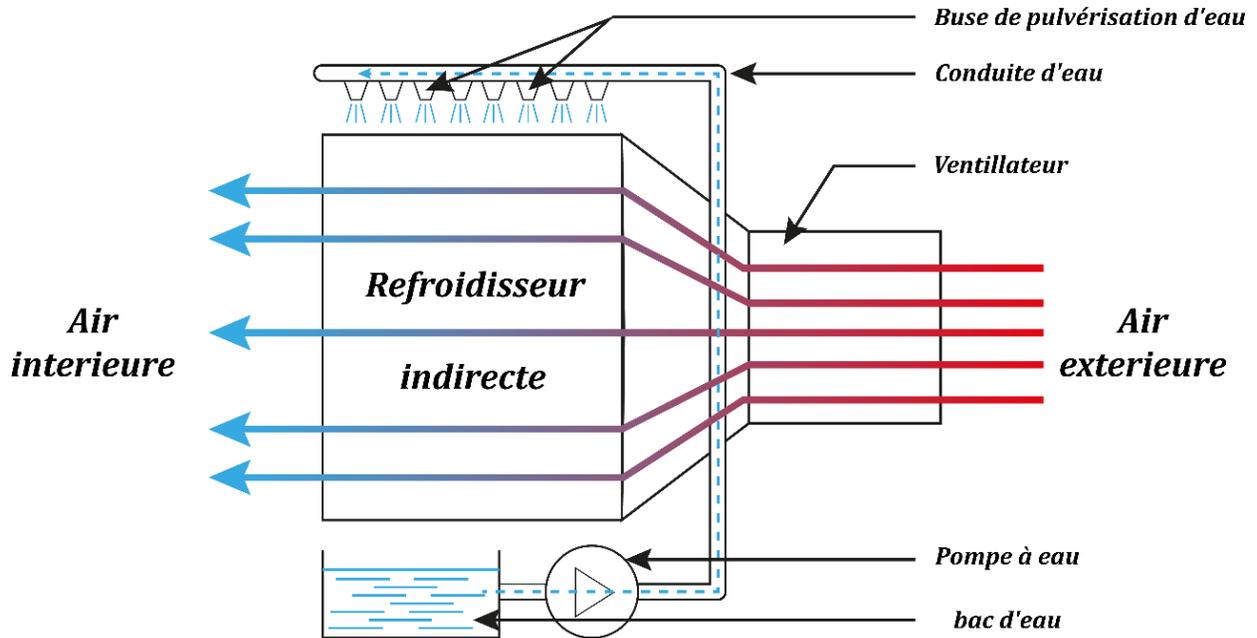


Figure 3.21 : Schéma descriptif de refroidisseur indirecte

○ Proposition 2 :

Vu que le taux d'humidité dans la région de Bou-Ismaïl est très élevé. L'utilisation d'une seule roue à desiccation pour contrôler l'humidité risque de brûler à cause des hautes températures de régénération ainsi que l'augmentation de nombres de cycle sorption-désorption ce qui réduit sa durée de vie donc une deuxième solution est d'ajouter une deuxième roue à desiccation après l'échangeur rotatif mais cela complique un peu les choses dans le circuit d'air rejeté pour avoir régénéré la roue, mais ça reste une solution intéressante de tester

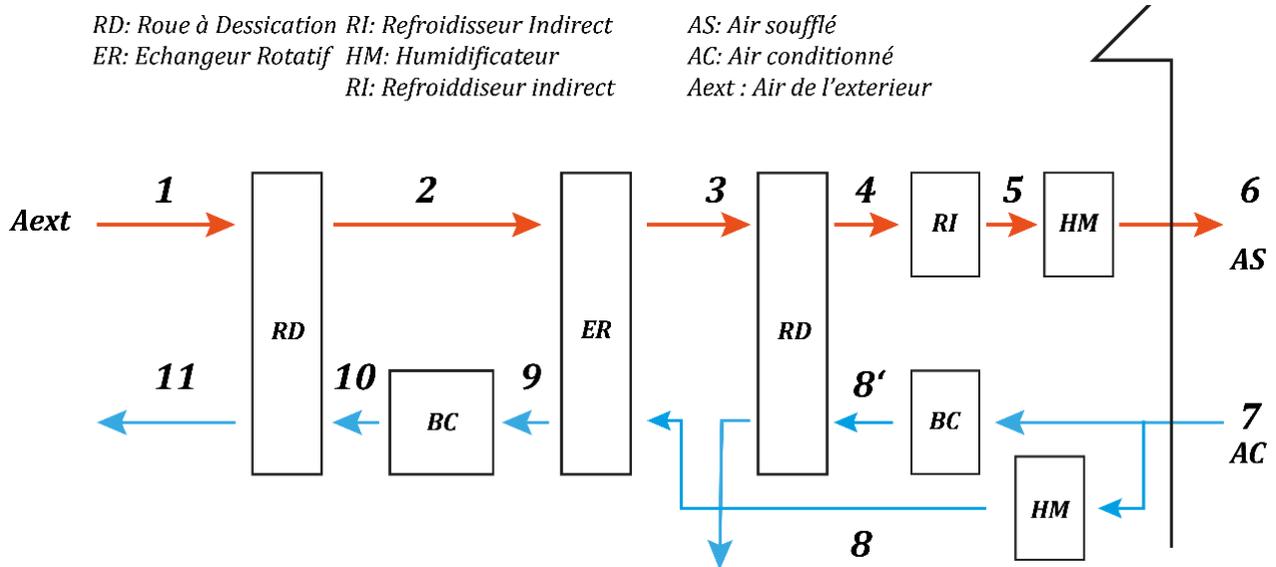


Figure 3.22 : la deuxième proposition de la modification sur le cycle de base

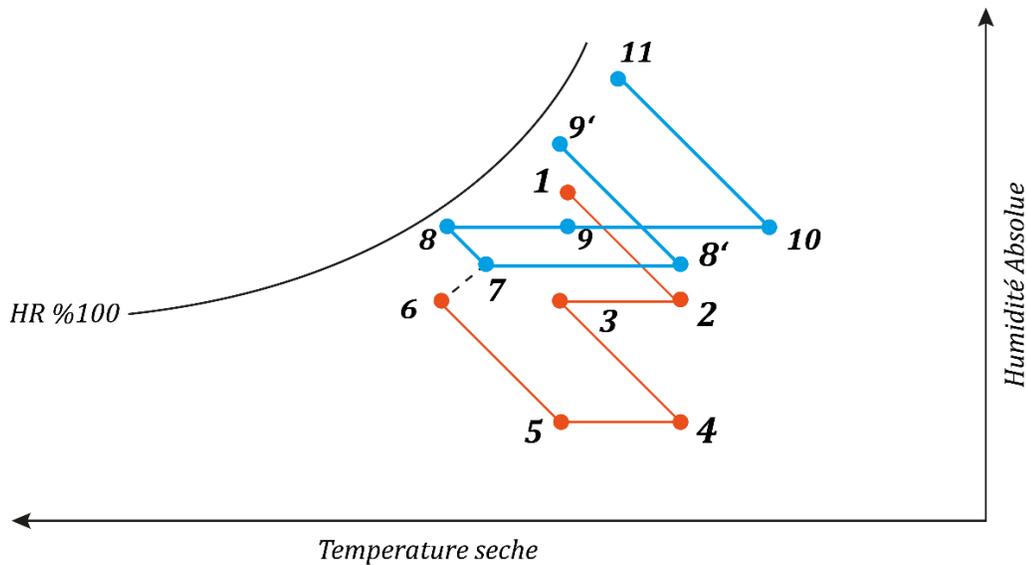


Figure 3.23 : la deuxième proposition sur le diagramme de l'air

### ● 3.6 CONCLUSION :

Le système installé à Bou-Ismaïl avec la configuration actuelle n'est pas suffisant et requière l'ajout d'un échangeur de chaleur sensible avec une efficacité d'ordre 75%, préférentiellement du type refroidisseur indirecte alimenté par l'eau de mer.

- Les résultats de la simulation de température à l'intérieur du local à Bou-Ismaïl mettent en évidence l'insuffisance du système et mettre en question son utilité.
- Pour le site de Bougezoul le système objet de notre travail est plus adapté.
- Les systèmes à débit variable (VAV) sont particulièrement adaptés aux applications nécessitant une précision accrue. Avec des efforts supplémentaires, il devient possible de satisfaire les exigences d'une condition thermique uniforme tout au long de la journée.

## *Conclusion Générale*

L'objectif principal de notre étude était de valider le choix d'une centrale pour la région de Bou-Ismaïl. Le chapitre de l'étude bibliographique nous a permis d'explorer les différentes approches du conditionnement de l'air, tant dans le contexte historique que moderne. De plus, cela nous a permis de prendre connaissance des contraintes et des difficultés rencontrées dans ce domaine, les différentes méthodes d'estimations et de dimensionnement utilisés par la communauté scientifique. Les simulations sont généralement faites pour des valeurs moyennes constantes toute au long de la journée.

La modélisation des différents échangeurs a permis d'enrichir les connaissances pour les différents types des échangeurs de chaleur. Ainsi que fournir un outil pour tester plusieurs configurations et propriétés ce qui est conforme avec l'étude paramétrique, pas de dissemblance des résultats. Tout va avec la simulation sur une suite des instants supposés d'être en régime permanent. Communément appelé "régime quasi-transitoire" en termes internes.

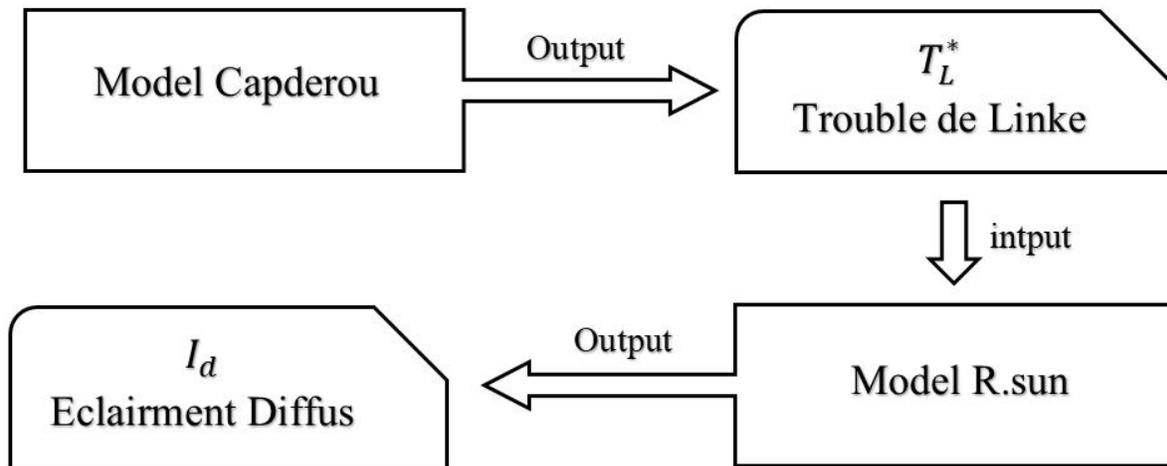
La modélisation effectuée nous a permis de mener une étude paramétrique en prenant en compte diverses conditions météorologiques. Les résultats ont démontré que le site de Bougezoul présente un meilleur potentiel d'intégration par rapport au site de Bou-Ismaïl.

L'étude paramétrique, qui a inclu des tests avec différents matériaux, a révélé que l'échangeur rotatif en plastique offre de meilleures performances, ainsi qu'une praticité et une rentabilité économique accrues. De plus, nous avons constaté qu'après un certain diamètre de la roue est atteint, les paramètres clés ne s'améliorent plus, ce qui indique qu'il existe une TAILLE OPTIMALE pour chaque géométrie de base, au-delà de laquelle l'augmentation du diamètre n'apporte aucune amélioration supplémentaire. En outre, la simulation a révélé qu'il existe UN SEUIL DE FONCTIONNEMENT spécifique pour chaque centrale de traitement d'air équipée d'une roue à dessiccation, en fonction du débit de soufflage et des conditions météorologiques du site. Cette information peut servir de référence et de base pour la normalisation de ce type de centrales.

L'identification des besoins de la centrale de Bou-Ismaïl a été réalisée et a conduit à la formulation de propositions de solutions.

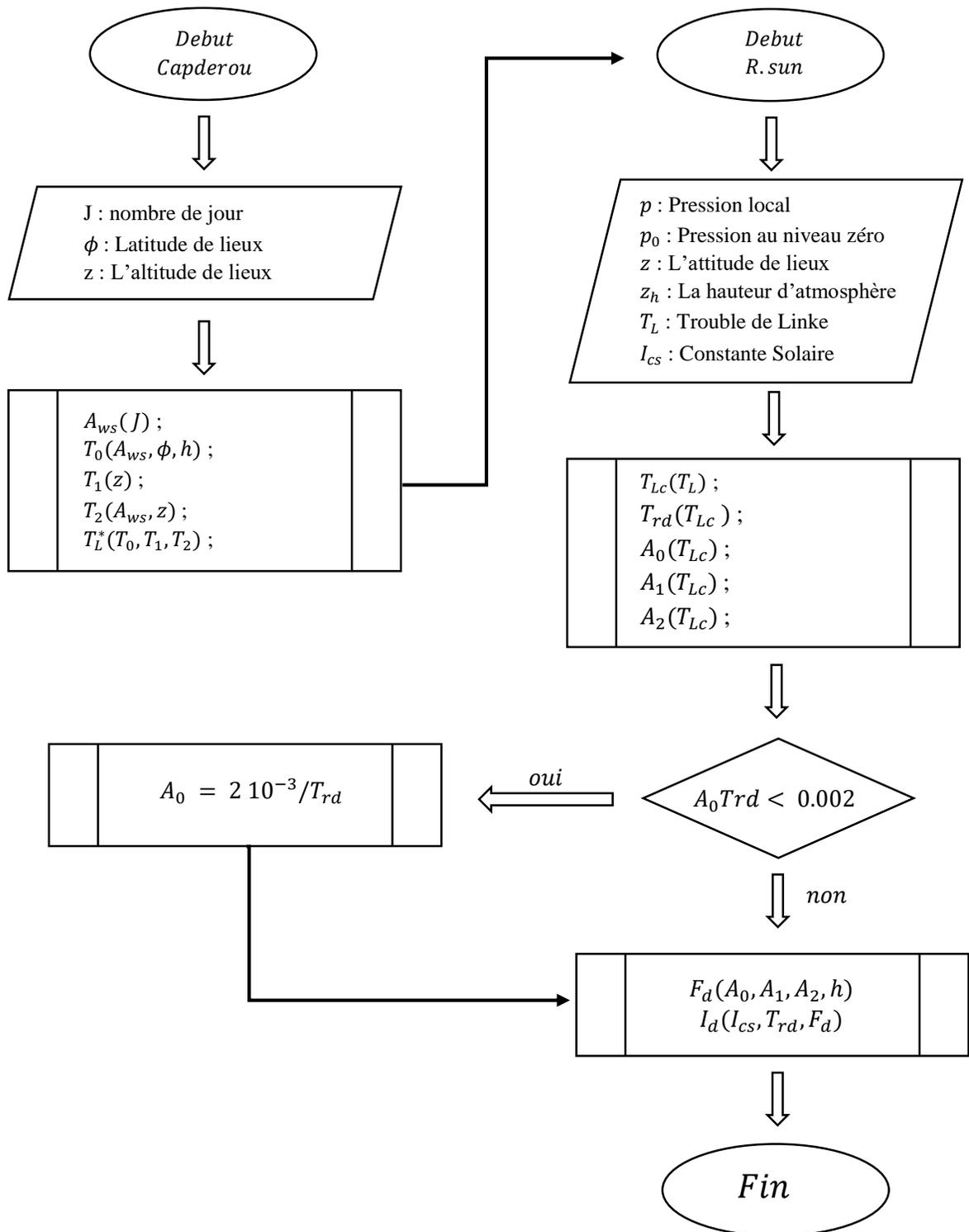
## ANNEXE A : Modèle R.sun-Capderou

Les équations et la dérivation des équations nécessaire pour effectuer correctement l'algorithme de r.sun sont discutées dans la sous-section 1.2.3 du chapitre étude bibliographie cependant l'application direct et la liaison de ces équations peut être équivoque.



*Organigramme A.1 : Relation entre le modèle de Capderou et R.sun [2]*

L'application de modèle est avec le but d'avoir une matrice des valeurs pour être représenté en bitmap il est alors nécessaire de fournir une matrice des longitudes et latitudes de la région ainsi que le nombre de jour ou bien les jours. Et l'altitude de lieux bien dis la topographie par la suite une séquence d'application des équations est représenté dans l'organigramme A.2



**Organigramme A.2** : L'algorithme d'application de modèle R.sun-Capderou combiné [2]

## Les Références :

- [1]. Pr. M.Merzouk, (2023) Cours Master « Conversion Thermique Solaire ». Université Saad Dahleb, Blida 1, Département des Energies Renouvelables
- [2]. A.Belkhir, Y.Dib (2023) « Modèle r.sun » Séminaire Annuelle option Conversion Thermique S1. Université Saad Dahleb, Blida 1, Département des Energies Renouvelables
- [3] Ångström, A. (1929). On the atmospheric transmission of sun radiation and on dust in the air. *Geografiska Annaler*, 11(2), 156-166.
- [4] Ångström, A. (1930). On the atmospheric transmission of sun radiation. II. *Geografiska Annaler*, 12(2-3), 130-159.
- [5] Linke, F. (1992). Transmission-koeffizient und trubungsfaktor. *Beitr. Phys. Atmos.*, 10, 91-103.
- [6] Perrin de Brichambaut C., 1987, *Energie solaire, évaluation des ressources utilisables*, IGACEM/Météorologie, France.
- [7] Capderou, M. (1986). *Atlas solaire de l'Algérie*. Office des publications Universitaires.
- [8] Pintor, B. H., Sola, E. F., Teves, J., Inocencio, L. C., & Ang, M. R. C. (2015). Solar energy resource assessment using r. SUN in GRASS GIS and site suitability analysis using AHP for groundmounted solar photovoltaic (PV) farm in the Central Luzon Region (Region 3), Philippines. In *Free and open source software for geospatial (Foss4g) conference proceedings (Vol. 15, No. 1, p. 3)*.
- [9] Lazzarin, R. "Heat pumps and solar energy: A review with some insights in the future." *International journal of refrigeration* 116 (2020): 146-160.
- [10]. Kassir, R. M. (2016). Passive downdraught evaporative cooling wind-towers: A case study using simulation with field-corroborated results. *Building Services Engineering Research and Technology*, 37(1), 103-120.
- [11]. Gladstone, J. (1998). John Gorrie, the visionary. *ASHRAE journal*, 40(12), 29.
- [12]. Nagengast, B. (2002). 100 years of air conditioning. *ASHRAE journal*, 44(6), 44-46.
- [13]. Gatley, D. P., Herrmann, S., & Kretzschmar, H. J. (2008). A twenty-first century molar mass for dry air. *HVAC&R Research*, 14(5), 655-662.
- [14]. Keeling, C. D., Piper, S. C., Bacastow, R. B., Wahlen, M., Whorf, T. P., Heimann, M., & Meijer, H. A. (2005). *Atmospheric CO<sub>2</sub> and <sup>13</sup>CO<sub>2</sub> exchange with the terrestrial biosphere and oceans from 1978 to 2000: Observations and carbon cycle implications* (pp. 83-113). Springer New York.
- [15]. United States. Air Force. (1966). *US Standard Atmosphere Supplements, 1966*. US Government Printing Office.
- [16]. McDowall, R. (2007). *Fundamentals of HVAC systems: SI edition*. Academic Press.
- [17]. Schneider, R. K. (2001). Designing clean room HVAC systems. *ASHRAE journal*, 43(8), 39.
- [18] Watt, J. R. (1960). *Evaporative Air Conditioning*. The University of Texas at Austin.

- [19]. Rush, W. F., & Macriss, R. A. (1969). *Munters environmental control system*. *Appliance Engineer*, 3(3), 23.
- [20]. Shah, A., Sankhe, H. S., Sharma, Y. K., Sankhe, S., & Kale, R. V. (2022). *Comparative Study and Analysis of HVAC Systems Using Solid and Liquid Desiccant Dehumidification Technology*. In *Proceedings of Fourth International Conference on Inventive Material Science Applications: ICIMA 2021* (pp. 151-166). Springer Singapore
- [21]. Bourdoukan, P., Wurtz, E., Joubert, P., & Sperandio, M. (2008). *Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the desiccant cooling process: modelling and experimental results*. *Solar Energy*, 82(12), 1209-1219.
- [22]. Maclaine-Cross, I. L. (1974). *Theory of Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators*. Ph. D. Dissertation in Mechanical Engineering Monash University.
- [23]. Jurinak, J. J. (1982). *Open Cycle Solid Desiccant Cooling--Component Models and System Simulations*. The University of Wisconsin-Madison.
- [24]. Tchernev, D. I., & Emerson, D. T. (1986). *Closed cycle desiccant cooling system*. Final Report.
- [25]. Mahgoub, E. B. (2007). *Enhancement and Analysis of a Hybrid Liquid Desiccant Based-cooling System* (Doctoral dissertation, Universiti Teknologi Malaysia).
- [26]. Davis, L., Gertler, P., Jarvis, S., & Wolfram, C. (2021). *Air conditioning and global inequality*. *Global Environmental Change*, 69, 102299.
- [27]. Kadraoui, H., Chikhaoui, A., & El amine Bekkouche, S. M. (2019). *Analysis of energy consumption for Algerian building in extreme North-African climates*. *International Journal of Sustainable Energy Planning and Management*, 19, 45-58
- [28]. A.E.K. Hamlati, (2014) *Thèse de Master, « Etude de faisabilité d'un système de refroidissement par dessiccation solide couplé à l'énergie solaire dans le climat de bou ismail »*
- [29]. Elmetenani, S., Yousfi, M. L., Merabeti, L., Belgroun, Z., & Chikouche, A. J. E. P. (2011). *Investigation of an evaporative air cooler using solar energy under Algerian climate*. *Energy Procedia*, 6, 573-582.
- [30]. Ketfi, O., Merzouk, M., Merzouk, N. K., & Bourouis, M. (2017). *Feasibility study and performance evaluation of low capacity water–LiBr absorption cooling systems functioning in different Algerian climate zones*. *International journal of refrigeration*, 82, 36-50.
- [31]. Ghodbane, M., Boumeddane, B., Largot, S., & Berkane, H. (2015, October). *Modélisation d'un cycle de réfrigération solaire à éjecteur couplée à un concentrateur cylindro-parabolique*. In *International Conférence en Clean Cooling Technologies in the ME NA Regions (ICT3\_MENA'2015)* Bou Smail, W. Tipaza (pp. 5-6).
- [32]. Merabti, L., Merzouk, M., Merzouk, N. K., & Taane, W. (2017). *Performance study of solar driven solid desiccant cooling system under Algerian coastal climate*. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(48), 28997-29005.
- [33]. La, D., Dai, Y. J., Li, Y., Wang, R. Z., & Ge, T. S. (2010). *Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 130-147.
- [34]. Brunauer, S., Deming, L. S., Deming, W. E., & Teller, E. (1940). *On a theory of the van der Waals adsorption of gases*. *Jo*

- [35] Toribio, F., Bellat, J. P., Nguyen, P. H., & Dupont, M. (2005). Adsorption of water vapor by poly (styrene) sulfonic acid sodium salt—Isothermal and isobaric adsorption equilibria. *HVAC&R Research*, 11(2), 305-317.
- [36] Pennington, N. A. (1955). *U.S. Patent No. 2,700,537*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [37] Maclaine-Cross, I. L. (1988). *Proposal for a hybrid desiccant air-conditioning system*. *ASHRAE transactions*, 94, 1997-2009.
- [38] Brunauer, S., Deming, L. S., Deming, W. E., & Teller, E. (1940). *On a theory of the van der Waals adsorption of gases*. *Journal of Physical Chemistry*, 44, 830-839.
- [39] Dubinin, M. I. (1975). Physical adsorption of gases and vapors in micropores. In *Progress in surface and membrane science* (Vol. 9, pp. 1-70). Elsevier.
- [40] Bulck, E. (1983). *Analysis of solid desiccant rotary dehumidifiers (Doctoral dissertation)*.
- [41] Tejero-González, A., & Franco-Salas, A. (2021). Optimal operation of evaporative cooling pads: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 151, 111632.
- [42] Munters CELdek® Evaporative cooling pad, consulter le 15/07/2023 ([https://www.munters.com/globalassets/inriver/resources/ps\\_celdek-7090\\_202204\\_en.pdf](https://www.munters.com/globalassets/inriver/resources/ps_celdek-7090_202204_en.pdf))
- [43] Dowdy, J. A., & Karabash, N. S. (1987). Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media. *Ashrae Transactions*, 93(2), 382-95.
- [44] Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., & Silveira, J. L. (2005). Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. *International journal of Refrigeration*, 28(7), 1124-1132.
- [45] Simmons, J. D., & Lott, B. D. (1996). Evaporative cooling performance resulting from changes in water temperature. *Applied Engineering in Agriculture*, 12(4), 497-500.
- [46] Algérien, R. P. *document technique réglementaire DTR C 3-2. Réglementation thermique des bâtiments d'habitation*
- [47] Kays, W. M., & London, A. L. (1984). *Compact heat exchangers*.
- [48] Zohuri, B., & Zohuri, B. (2017). *Thermal Design of the Selected Compact Heat Exchanger*. *Compact Heat Exchangers: Selection, Application, Design and Evaluation*, 187-265.
- [49] NASA Open data portal, [data.nasa.gov](https://data.nasa.gov).
- [50] Fekkak, B., Merzouk, M., Kouzou, A., Kennel, R., Abdelrahem, M., Zakane, A., & Mohamed-Seghir, M. (2021). Comparative Study of Experimentally Measured and Calculated Solar Radiations for Two Sites in Algeria. *Energies*, 14(21), 7441.
- [51] Pr. M.Merzouk, (2022) *Cours Master « Méthodes Numérique sous Matlab »*. Université Saad Dahleb, Blida 1, Département des Energies Renouvelable

