

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
« HOUARI BOUMEDIENNE »

FACULTE DE PHYSIQUE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MAGISTER

En : PHYSIQUE

Spécialité : Energétique et Mécanique des Fluides

Par : ADJIRI SALIMA

Sujet

**EVALUATION ET SIMULATION D'UNE UNITE DE
STOCKAGE DE CHALEUR SENSIBLE DESTINEE AU
CHAUFFAGE DE L'HABITAT**

Soutenu publiquement le 14-03-2011 devant le jury composé de :

Mr. M.BOUHADEF
Mr. A.BENZAOU

Professeur à l'USTHB.
Professeur à l'USTHB.

Président.
Directeur de thèse.

Mr. M.ZEROUEL
Mr. L.BELHAMEL
Mr. M.SAIGHI

Professeur à l'UBHE
Directeur de recherche au CDER
Professeur à l'USTHB.

Examinateur.
Examinateur.
Examinateur.

Je tiens à dédier ce travail à

La mémoire de mon père

Ma mère

Ma sœur, Ma cousine et Mes frères

Mon fiancé

Mes amis

Mes enseignants

REMERCIEMENTS

Ce travail a été effectué au Laboratoire de Thermodynamique et Systèmes Énergétiques (LTSE) de la faculté de physique.

L'étude a été dirigée par Monsieur A. BENZAOUI, Professeur à l'USTHB. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude et mon profond respect.

Je tiens particulièrement à remercier la patience, la confiance, le respect et l'honneur que le Professeur A. BENZAOUI m'a accordé durant cette période de travail que nous avons partagé.

Je suis très reconnaissante envers Monsieur M. BOUHADEF, Professeur à l'USTHB, pour avoir accepté de présider ce jury.

J'adresse mes remerciements à Monsieur L. BELHAMEL, Directeur du Centre de Développement des Énergies Renouvelables de Bouzareah (CDER) d'avoir accepté de juger ce travail.

J'adresse également mes remerciements à Monsieur M.SAIGHI, Professeur à l'USTHB, pour sa disponibilité et pour avoir accepté de juger ce travail.

Je remercie vivement Monsieur M. ZEROUAL, Professeur à l'université de Batna, de nous honorer de sa présence afin de juger ce travail.

Je remercie le Professeur A. BOUABDELLAH, Directeur du laboratoire LTSE pour m'avoir accepté au sein de la grande équipe constituant son laboratoire et d'avoir contribué à notre formation universitaire et professionnelle.

Mes remerciements s'adressent également à toute l'équipe du laboratoire de Thermodynamique et des Systèmes Énergétiques (LTSE) pour leur amabilité.

Je remercie mes parents ainsi que toute ma petite et grande famille pour m'avoir soutenu durant cette période très importante de ma vie.

Je remercie ma sœur et mon fiancé pour m'avoir soutenu, aidé et encouragé en toute circonstance.

Enfin, je remercie très chaleureusement toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail et plus particulièrement mademoiselle HADDAD Fadila et mademoiselle ELGHARBI Najla pour m'avoir aidé et conseillé.

« Le temps n'a qu'une réalité, celle de l'instant. Autrement dit, le temps est une réalité resserrée sur l'instant et suspendue entre deux néants. »

Gaston Bachelard

SOMMAIRE

Introduction.....	01
--------------------------	-----------

Chapitre I : Les capteurs solaires plans

Introduction.....	06
I. Eléments constituant le capteur solaire plan.....	07
I.1.Les capteurs solaires stationnaires.....	07
I.2.Les capteurs plans.....	08
a. La couverture transparente.....	09
b. La surface absorbante.....	10
c. Le fluide caloporteur.....	12
d. L'isolant.....	13
II. Rendement d'un capteur solaire plan.....	14
III. Conclusion.....	20

Chapitre II : Le stockage Thermique Revue Bibliographique-

Introduction.....	22
I. Le Stockage par chaleur sensible.	
I.1.Stockage à courte durée dans un lit de galets souterrains.....	24
I.2.Stockage Inter saisonnier.....	25
I.3.Description du milieu de stockage étudié.....	26
I.4.Intégration du lit de stockage dans un système de chauffage.....	27
II. Processus d'échange thermique au sein du milieu de stockage.....	31
II.1.Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	32
II.2.Calcul de la puissance d'échange.....	33
a.Méthode DTLM.....	33
b.Méthode N.U.T.....	35
III. Traitement du milieu de stockage par la méthode NUT.....	39
IV. Conclusion.....	62

Chapitre III : Formulation Mathématique

Introduction	64
I. Modèles mathématiques du lit de stockage.....	64
I.1.Le modèle à une seule phase.....	56
I.2.Le modèle à phase solide continue.....	65

I.3.Le modèle de Schumann.....	67
I.4.le modèle avec gradient de température entre les particules.....	67
I.5.conditions aux limites.....	68
II. Modèle numérique utilisé par le logiciel TRNSYS.16.....	70
II.1 Description mathématique du composant «Type 10».....	70
a. Modèle mathématique sans conduction axiale.....	70
b. Problème incluant la conduction axiale.....	71
II.2. Modélisation des différents composants utilisés dans le circuit de simulation par TRNSYS 16.....	73
II.2.1.Le capteurs solaire.....	73
a. Description mathématique	74
b. Corrections pour une courbe d'efficacité idéale.....	76
c. Les modes optiques TYPE 1	78
II.2.2. Le ventilateur à vitesse variable « TYPE 111 ».....	79
a. Description mathématique.....	79
III. Présentation du logiciel <i>RETScreen international</i>.....	80
III.1. Base de données internationales pour les projets d'énergies propres <i>RETScreen</i>	81
III.2. Modèles <i>RETScreen</i> pour Projets de chauffage solaires de l'air.....	82
III.3. Modèles mathématique adoptés pour les paramètres de simulation par <i>RETScreen</i>	84
a. Énergie solaire incidente totale	84
b. Rendement moyen des capteurs solaires.....	85
IV. Conclusion.....	86

Chapitre IV : Simulation Numérique

Introduction.....	89
I. Présentation du système de simulation étudié.....	90
I.1.Les données météorologiques TMY.....	91
II. Dimensionnement des besoins en chaleur par le logiciel <i>RETScreen International</i>.....	93
II.1.Simulation du système de chauffage pour une résidence particulière par <i>RETScreen</i>	93
III. Simulation du stockage de la chaleur sensible par le logiciel <i>TRNSYS</i>.....	99
III.1.Description géographique des deux sites d'implantation du système.....	100
III.2.Temps de simulation	103
IV. Etude paramétrique du lit de stockage de chaleur sensible.....	105
IV.1. Variation du débit d'air à l'entrée du lit de stockage	105
a. débit d'air constant à l'entrée du stockage.....	106
b. Température de l'air constante à l'entrée du lit de stockage.....	107
IV.2.Simulation des systèmes de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaire	108
IV.3.Variation des démentions du lit de stockage.....	108
IV.4.Variations des données météorologiques du site d'implantation de l'unité de stockage.....	110
V. Conclusion.....	110

Chapitre V : Résultats et discussions.

Introduction	112
Etude paramétrique du système de stockage	113
I. Variation du débit d'entrée au niveau du lit d'empilement	113
I.1.Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires.....	113
I.2.Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur...	114
I.3. Évolution de la quantité de chaleur au sein du lit de stockage de chaleur.....	116
I.4. Variation des pertes thermiques au lit de stockage vers le milieu extérieur.....	117
I.5. Le rendement thermique pour les deux configurations	118
II. Comparaison entre un fonctionnement avec et un fonctionnement sans recyclage d'air à l'entrée des capteurs solaires	120
II.1. Évolution de la température de l'air à l'entrée des capteurs solaires.....	120
II.2. Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur.....	121
II.3. Évolution de la quantité de chaleur au sein du lit de stockage de chaleur.....	122
II.4. Variation des pertes thermiques au lit de stockage vers le milieu extérieur.....	123
II.5. Le rendement thermique pour les deux configurations.....	124
III. Variation des dimensions du lit de stockage de chaleur	126
III.1. Évolution de la température de l'air à la sortie du ventilateur.....	126
III.2. Évolution des températures sur différents paliers du lit de stockage de chaleur.....	127
III.3. Évolution de la quantité de chaleur stockée au sein du lit de stockage.....	129
III.4. Évolution des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur....	130
III. 5. Le rendement thermique de l'unité de stockage.....	131
IV. Variation des données météorologiques du site d'implantation du système de simulation	134
IV.1.Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires.....	134
IV.2.Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur.....	135
IV.3.Évolution de la quantité de chaleur stockée au sein du lit de stockage de chaleur.....	136
IV.4.Évolution des pertes thermiques du lit de stockage de chaleur vers le milieu extérieur.....	138
IV.5. le rendement thermique de l'unité de stockage.....	139
V. Conclusion	140
Conclusion générale	142
Référence bibliographique	146
Annexes	151

NOMENCLATURE

Symboles latins.

A_c	Surface totale des capteurs solaires (m^2)
a_w	Surface de l'unité de stockage par unité de volume du lit de galets (m^{-1}).
a_e	Surface d'un élément constitutif du lit d'empilement (m^2).
a_s	Surface d'une sphère ayant le même volume qu'un élément constitutif du lit d'empilement (m^2).
b	distance plaque-vitre. (m)
Bi	Nombre de Biot.
c_p	Chaleur spécifique ($J/kg \cdot ^\circ K$).
c_{pf}	Chaleur spécifique du fluide ($J/kg \cdot ^\circ K$).
c_{ps}	Chaleur spécifique du solide ($J/kg \cdot ^\circ K$).
C_f	Capacité thermique du fluide froid ($J/m^3 \cdot ^\circ K$).
C_c	Capacité thermique du fluide chaud ($J/m^3 \cdot ^\circ K$).
C_{max}	Capacité thermique maximale ($J/m^3 \cdot ^\circ K$).
C_{min}	Capacité thermique minimale ($J/m^3 \cdot ^\circ K$).
D_i	Le diamètre intérieur des conduites. (m).
D_e	Le diamètre extérieur des conduites (m).
D_s	Diamètre des particules de stockage. (m).
d_{marche}	Valeur entrée par l'utilisateur qui correspond au nombre de jours d'utilisation par semaine.
e_i	Épaisseur de l'isolant des capteurs solaires (m).
E	Émittance (W/m^2).
E	Efficacité d'un échangeur de chaleur.
f	Facteur de frottement

F	Rendement d'irrigation.
F_{av}	Valeur modifiée de F_t lorsque l'efficacité est exprimée en T_{av} pas en T_i .
F_o	Valeur modifiée de F_t lorsque l'efficacité est exprimée en T_o pas en T_i .
F_R	Facteur de transfert thermique global dans un capteur solaire
F_t	Facteur de transfert thermique, égale au rapport entre le flux thermique reçu à celui qui soit réellement récupéré par le fluide.
G	Flux massique du fluide ($\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$).
G^*	rayonnement solaire globale incident (W/m^2).
G_b	Faisceau du rayonnement solaire incident sur le capteur solaire ($\text{kJ}/\text{hr m}^2$).
$G_{capt,i}$	La quantité totale d'énergie solaire disponible au niveau du capteur solaire (kJ).
$G_{ina,in}$	Moyenne quotidienne de l'énergie solaire incidente sur le plan du capteur (kJ).
h	Coefficient de transfert thermique par convection ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).
h_w	Coefficient de transfert de chaleur fluide-paroi ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).
h_x	Coefficient de transfert de chaleur couche isolante-milieu extérieur ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).
$h_{air,in}$	Enthalpie massique de l'air entrant dans le ventilateur (kJ/kg).
$h_{air,out}$	Enthalpie massique de l'air sortant du ventilateur (kJ/kg).
$h_{marche,jour}$	Nombre d'heures d'utilisation pendant les heures d'ensoleillement
$h_{soleil,i}$	Nombre d'heures d'ensoleillement par jour pour le mois
h_p	Coefficient de transfert thermique fluide-particule ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).
i	Inclinaison des capteurs solaires (Degré).
K	Conductance thermique globale dans le capteur solaire plan ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$)
l	largeur. (m)
L	longueur. (m)
\dot{M}	Débit massique par unité de surface. ($\text{kg}/\text{s. m}^2$)
m	Masse du matériau de stockage (kg)

\dot{m}	Débit massique du fluide (kg/s)
\dot{m}_c	Débit massique du fluide chaud (kg/s).
\dot{m}_f	Débit massique du fluide froid (kg/s).
\dot{m}_{test}	Débit massique de l'air pour les conditions de teste (kg/s).
NUT .	Nombre d'unité de transfert
\dot{n}_1	Flux d'air (m^3/s).
\dot{n}_2	Flux d'air de décharge (m^3/s).
\dot{P}	puissance délivrée par le ventilateur
p	Périmètre (m).
Δp	Chute de pression (Pa)
P_r	Nombre de Prandtl.
Q	Quantité d'énergie (J).
Re_0	Nombre de Reynolds.
S	section droite du lit de stockage (m^2)
T_a	Température ambiante (K).
$T_{avrg.}$	Température moyenne dans le lit de stockage ($^{\circ}C$)
$T_{bot.}$	Température sur le palier inférieur du lit de stockage ($^{\circ}C$)
T_{ce}	Température du fluide chaud entrant ($^{\circ}C$)
T_{cs}	Température du fluide chaud sortant ($^{\circ}C$)
$T_{capt,s}$	Température de l'air à la sortie des capteurs solaires ($^{\circ}C$).
$T_{capt,e}$	Température de l'air entrant dans les capteurs solaires ($^{\circ}C$).
T_f	Température du fluide caloporteur ($^{\circ}C$).
T_{fe}	Température d'entrée du fluide caloporteur froid ($^{\circ}C$).
ΔT_{LM} .	Différence de température logarithmique moyenne ($^{\circ}C$)
T_s	Température du solide ($^{\circ}C$).
T_p .	Température de la plaque absorbante ($^{\circ}C$).

T_{top}	Température sur le palier supérieur du lit de stockage (°C).
T_{∞}	Température du ciel (°K).
T_e	Température d'entrée.
ΔT	Différence entre les températures des fluides chaud et froid.
U	Coefficient d'échange entre les galets et le milieu extérieur (W/m ² °K).
U_L	Coefficient d'échange thermique global du capteur solaire vers l'unité de stockage (W/m ² °K).
U_w	Coefficient d'échange de chaleur global de l'unité de stockage (W/m ² °K).
V_{st}	Volume du lit de stockage thermique par empilement de galets (m ³).
v_{vent}	vitesse du vent (m/s).
\dot{W}_1	Puissance du moteur électrique (W).

Symboles grecs

α^*	Facteur d'absorption ou absorptivité de la surface.
α'	Diffusivité thermique (m ² /s).
γ	Angle azimutale des capteurs solaires.
δ	L'épaisseur de la plaque absorbante.(m)
ϵ'	Facteur d'émissivité (émissivité).
ϵ	Fraction de vide.
$\bar{\epsilon}$	Fraction de vide. Moyenne.
$\eta_{c(net)}$	Efficacité énergétique nette du milieu de stockage en (%).
η_{motor}	Efficacité de moteur du ventilateur.
η_w	Rendement des capteurs solaires
$\eta_{c(totale)}$	Efficacité énergétique totale du milieu de stockage en (%).
θ	Température adimensionnelle de la phase solide (°K).
$\bar{\theta}$	Température dimensionnelle de la phase solide (°K).

ϑ	Température adimensionnelle à l'interface des particules solides du milieu de stockage (°K).
$\bar{\vartheta}$	Température dimensionnelle à l'interface des particules solides du milieu de stockage (°K).
λ	Longueur d'onde (μm).
λ	Coefficient de conduction thermique (W/m K).
λ_c	Longueur d'onde de coupure (μm)
λ_s	Coefficient de conduction thermique du solide (W/m K).
λ_f	Coefficient de conduction thermique du fluide (W/m K).
λ_{efx}	Coefficient de conduction thermique effectif dans la direction axiale x (W/m K).
λ_e^0	Coefficient de conduction thermique effectif de stagnation (W/m K).
λ_{fx}	Coefficient de conduction thermique du fluide dans la direction axiale x (W/m K).
μ	viscosité du fluide caloporteur (Pa .s).
ν^*	Le rendement optique du capteur.
ρ^*	Facteur de réflexion (réflectivité).
ρ	Masse volumique (kg/m^3).
ρ_s	Masse volumique du solide (kg/m^3).
ρ_f	Masse volumique du fluide (kg/m^3).
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (W /m ² .K).
τ^*	Facteur de transmission (transmittivité).
τ	Temps adimensionnel
$\phi_{réel}$	La puissance réelle échangée(W).
ϕ_{max}	La puissance maximale échangée (W).
χ	Périmètre mouillé de la conduite.
ψ	La sphéricité d'un élément constituant le lit d'empilement.

Ω Température de phase (°K).

Introduction Générale

Introduction

La consommation de l'énergie dans le monde ne cesse d'augmenter. L'environnement entourant notre planète ne cesse de se réchauffé. Les ressources fossiles connaissent une baisse importante des réserves. Que de raisons pour s'employer à de nouvelles résolutions. Les autorités concernées doivent adopter des mesures visant à la durabilité de l'industrialisation des pays riches et au développement, en parallèle, des pays pauvres.

Aujourd'hui la consommation de l'énergie à travers le monde, connaît une inflation importante. Le secteur de consommation le plus concerné est le résidentiel- tertiaire (production de chaleur-eau chaude sanitaire-climatisation-électroménager), il représente ainsi le secteur émettant le plus de gaz à effet de serre [1]. En Algérie, la consommation d'énergie dans les ménages atteint 52.3% de la consommation totale [2].

La solution qui se propose à l'évidence pour règlementer la consommation d'énergie au sein des ménages, est d'encourager, à moyen terme, la réalisation de bâtiments à énergie positive, ces derniers produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment, sur une année [3]. Les solutions dont il est question, se résument aux énergies renouvelables (solaire (thermique et photovoltaïque)-éolienne-biomasse-hydraulique-cogénération-géothermique) et l'habitat passif qui propose différents moyens pour économiser l'énergie :

a- La réduction des besoins énergétiques, qui se subdivise elle-même en deux catégories :

- La réduction de la demande.
- La réduction des déperditions.

b- L'amélioration des performances et du rendement des équipements.

c- Le recours à l'utilisation des énergies renouvelables. [4]

Position du problème

L'énergie solaire est l'une des énergies qui soit renouvelable, son emploi a été étudié longuement. Son application dans le secteur résidentiel concerne

- la production d'électricité par voie photovoltaïque et
- la production d'énergie thermique (chauffage des locaux et chauffage d'eau chaude sanitaire).

C'est ce dernier point qui nous intéresse pour notre étude.

L'énergie solaire est caractérisée par son intermittence et sa variation aléatoire (passage nuageux) au cours d'une journée. Ces caractères conduisent à d'important volume de stockage pour compenser ces imprévus. [5]

Les moyens de stockage pour l'énergie solaire sont différents selon l'application envisagée, on retrouve les ballons de stockage d'eau chaude ainsi que le milieu de stockage de chaleur par lit d'empilement de billes. Les matériaux constituant ces billes peuvent être à changement de phase (pour le stockage de chaleur latente) ou sans changement de phase (pour le stockage de la chaleur sensible).

Il existe des stockages pour la chaleur, à haute température, dans des briques, des galets et autres réfractaires (cowpers, four à galets, échangeur de billes [5]). Comme ce dernier, le stockage de la chaleur à basse température est aussi connu, mais il est caractérisé par de faibles durées (quelques minutes à quelques heures).

Notre travail est basé sur le développement du stockage de la chaleur sensible, à basse température, dans des réfractaires. Durant une journée à l'aide de l'énergie solaire, la chaleur se conserve dans le milieu de stockage, composé d'un empilement de particules solides, elle sera restituée par la suite pour le chauffage des locaux ou de l'eau sanitaire ainsi que pour le séchage des récoltes.

Structure du Travail

Nous allons commencer l'étude par un PREMIER CHAPITRE, sur des généralités concernant les capteurs solaires thermiques plans, et leur rendement énergétique. Nous définirons les échanges thermiques qui se produisent entre les différents constituants de cet appareil, pour aboutir à l'évaluation du rendement thermique de cet échangeur de chaleur.

Le DEUXIEME CHAPITRE comporte l'étude bibliographique du stockage thermique par lit d'empilement, nous procédons à la description de ce système de stockage, au développement du principe d'échange de chaleur au sein de ces milieux. Enfin nous résumons l'essentiel des travaux et des résultats obtenus précédemment dans la littérature.

Le TROISEME CHAPITRE, présente la formulation mathématique utilisée pour ce type de stockage thermique en lit d'empilement de galets, ainsi que quelques développements de modèles utilisés (par le logiciel RETScreen et TRNSYS), pour les autres composants qui constituent notre système (chauffage – stockage) thermique.

Le QUATRIEME CHAPITRE, présente les différentes étapes de l'étude paramétrique effectuée par simulations.

Le CINQUIÈME CHAPITRE, regroupe les résultats, leurs interprétations et enfin les conclusions qui en découlent.

Le DERNIER CHAPITRE s'intitule « Conclusion Générale », car il va regrouper tous l'ensemble des conclusions tirées de cette étude. C'est un chapitre de synthèse raccordant le problème et les conclusions obtenues. Nous finirons cette étude par les perspectives aux quelles nous aspirons pour compléter ce travail de simulation.

Chapitre I

LES CAPTEURS SOLAIRES PLANS

Introduction

Le concept d'échangeur thermique est utilisé dans toutes les applications industrielles et technologiques. Le capteur solaire plan, utilisé pour exploiter l'énergie thermique reçue à partir du rayonnement solaire, est l'une des applications de ce concept

Le capteur solaire diffère dans plusieurs aspects des échangeurs de chaleur conventionnels, ce dernier échange une quantité de chaleur d'un fluide vers un autre avec un taux de transfert de chaleur élevé et avec un facteur de rayonnement faible. Pour un capteur solaire, l'énergie transférée vers le fluide, provient d'une source d'énergie (le soleil), qui se situe à une certaine distance.

Le flux du rayonnement solaire incident est au mieux proche des 1100W/m^2 , en étant fortement variable même durant un laps de temps très court (influence météorologique), il varie sur une bande de longueur d'onde de 0.3 à $3\mu\text{m}$, ce qui est considérablement court par rapport au spectre électromagnétique. Ainsi l'étude des capteurs solaires présente le défaut de faiblesse (gamme de longueur d'onde) et de variabilité du flux de l'énergie solaire.

Les capteurs solaires à surfaces planes, peuvent être employés pour des applications à températures modérées voire basses, plus élevées de 100°C de la température ambiante du milieu considéré ; ils utilisent lors du transfert thermique, le rayonnement solaire direct et diffus, n'ayant pas besoin de suivre le soleil dans son parcours. Mécaniquement assez simple de construction par rapport aux concentrateurs solaires. La majorité des applications de ces appareils concernent le chauffage soit de l'eau (sanitaire ECS, piscines), soit des locaux, le conditionnement de l'air, ou ils peuvent être employés pour quelques processus industriels de séchage (alimentaire). Le chauffage passif du bâtiment peut être perçu comme un cas particulier du capteur solaire plan muni d'une pièce ou d'un mur de stockage (paroi stockage) comme absorbeur. [6]

Le principe de transfert d'un capteur plan est le suivant, le rayonnement solaire, dont le spectre se situe essentiellement dans les longueurs d'ondes du visible (courtes longueurs d'ondes), passe à travers une couverture transparente, et arrive sur un absorbeur. Celui-ci s'échauffe, et transmet de l'énergie thermique par convection au fluide caloporteur en circulation, et réémet

du rayonnement thermique vers l'extérieur (grandes longueurs d'onde). L'isolant permet de réduire les pertes thermiques par conduction thermique.

I. Éléments constituant le capteur solaire plan

Le capteur solaire plan se compose de quatre éléments principaux

- Une plaque transparente au rayonnement solaire, elle réduit le transfert par convection et les pertes par rayonnement vers l'atmosphère, la couverture transparente peut aussi être constituée d'un double vitrage, ce qui entraîne une diminution des pertes thermiques par rapport à un simple vitrage. De plus des vitrages à faible teneur en oxyde de fer permettent d'augmenter le taux de transmission du rayonnement solaire. [7]
- Une plaque absorbante, elle peut être recouverte d'une couche sélective pour réduire les pertes par rayonnement.
- Un milieu où circule le fluide caloporteur (serpentin), ou conduit.
- Une couche isolante qui limite les pertes thermiques par conduction vers le milieu extérieur.

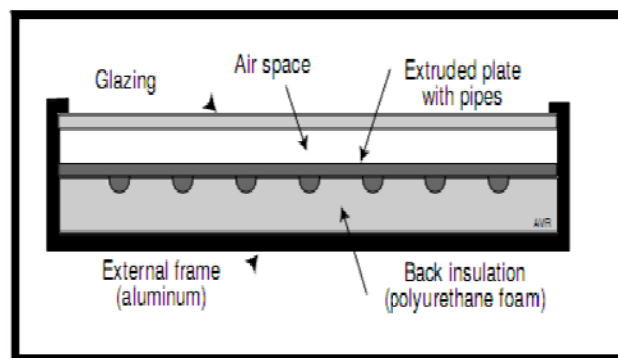


Figure 01. Coupe droite à travers un capteur plan. [8]

I.1. Les capteurs solaires stationnaires

Les capteurs solaires sont habituellement distingués par

- leur mouvement, ils sont dits stationnaires, avec un seul axe de capture ou avec deux axes de capture,

— leur température opérationnelle.

Ces types de capteurs restent toujours fixés sur une seule position et ne traquent pas le soleil dans son parcours. Trois sortes de capteurs s'alignent dans cette catégorie : [9]

- Capteurs à surface plane.
- Capteurs paraboliques à composants stationnaires.
- Capteurs à tube d'évacuation.

Mobilité	Type de capteur	Type d'absorbeur	Taux de concentration	Intervalle de température (°C)
Stationnaire	Capteur à surface plane (FPC)	Plan	1	30-80
	Capteur à tube d'évacuation (ETC)	Plan	1	50-200
	Capteur à composant parabolique (CPC)	tubulaire	1-5	60-240
Axe unique de suivi	Réflecteur de Fresnel linéaire	tubulaire	5-15	60-300
	Capteur parabolique	tubulaire	10-40	60-250
	Capteur cylindrique	tubulaire	15-45	60-300
			10-50	60-300
Deux Axes De Suivi	Plaque Réflectrice parabolique	Point	100-1000	100-500
	Champ de capteur héliostat	Point	100-1500	150-2000

Tableau 1. Les différents types de capteur solaire (stationnaires). [9]

I.2. Les capteurs plans

Le rayonnement solaire incident arrive sur la plaque transparente et touche la plaque noire absorbante, qui est caractérisée par un facteur d'absorptivité élevé. Une large portion de cette énergie est absorbée par la

plaque, une partie est transférée vers les tubes où se trouve le fluide caloporteur et delà vers le milieu de stockage ou l'utilisation prévue. La plaque absorbante et le socle du capteur sont bien isolés pour éviter les pertes de chaleur par conduction. Les tubes où circule le liquide peuvent être soudés à la plaque absorbante ou ils peuvent être partie intégrante de la plaque.

Les constituants d'un capteur solaire, tel qu'il est utilisé actuellement sont,

a- La couverture transparente

Elle est utilisée afin de minimiser les pertes d'énergie par convection entre la plaque absorbante, à travers l'espace séparateur où se trouvent une couche d'air stagnante, et la couverture. Elle sert aussi à réduire les pertes par rayonnement du capteur solaire car elle est transparente aux courtes longueurs d'ondes reçues du soleil mais elle reste opaque au rayonnement thermique des longues longueurs d'ondes émises par la plaque absorbante (effet de serre).

L'intérêt de la couverture transparente pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand lorsque la température de fonctionnement du convertisseur est élevée. C'est donc pour des températures dépassant 70°C que l'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître le rendement.

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre mais on peut trouver aussi des produits de synthèse telle que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. [8] Tableau 2. Pour certaines applications, telle que la réalisation de serre agricole, on peut utiliser des films minces.

Matériaux	Noms commerciaux	e (mm)	τ (%)	ρ (kg/m ³)	C_p	λ	k_d
Verre à vitre		3	85-92	2700	840	0.93	0.9
Polycarbonate	Makrolon lexan	3.2	82-89	1200	1260	0.2	6.6
Polyméthacrylate	Altuglas plexiglas	3.2	89-92	1200	1460	0.2	7
Polyester armé		1	77-90	1400	1050	0.21	3.5
Polytéréphtalate d'éthylène	Mylar terphar	0.025	84	1.38	1170	0.25	7

Tableau 2. Propriétés de quelques surfaces transparentes au rayonnement solaire mais opaques au rayonnement infrarouge. [8][7]

b-La Surface absorbante

Son rôle est de transformer le rayonnement de courte longueur d'onde en chaleur. Le rayonnement n'est pas absorbé entièrement mais juste une fraction de celui-ci, cette fraction est appelée facteur d'absorption ou absorptivité α^* de la surface. Ce facteur (α^*) ajouté au facteur de réflexion (réflectivité) ρ^* et au facteur de transmission (transmittivité) τ^* , donne un résultat égale à l'unité. Pour une surface opaque le facteur de transmission est nul.

L'absorbeur rayonne dans l'infrarouge, la fraction de l'énergie rayonnée par l'absorbeur par rapport à l'énergie rayonnée par un corps noir parfait, représente le facteur d'émissivité (émissivité) ε .

Une surface grise émet une quantité d'énergie, appelée l'émittance E d'un corps à une certaine température T , (équation I. 1)

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{I.1})$$

σ : représente la constante de Stefan-Boltzmann, où $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$

Cette même surface, aura une sélectivité exprimée par le rapport de l'absorptivité α^* , par l'émissivité infrarouge ε' .

Dans les applications du chauffage solaire on cherche à obtenir une grande sélectivité en augmentant la partie absorbée du rayonnement solaire incident et en diminuant la partie réfléchi. Ceci est possible dans la mesure où la bande spectrale d'absorption solaire [$\lambda \leq 3\mu\text{m}$] et la bande spectrale d'émission infrarouge [$\lambda \geq 3\mu\text{m}$] ne se recouvre pratiquement pas. On appelle longueur d'onde de coupure, que l'on note λ_c , la longueur d'onde qui sépare ces deux bandes spectrales. Dans la plupart des applications solaires, $\lambda_c = 3\mu\text{m}$.

État de surface de différents matériaux	α'	ϵ	α' / ϵ
Cuivre poli	0.25	0.02	12.5
Film plastique recouvert d'or	0.30	0.03	10
Acier poli	0.63	0.09	7
Aluminium anodisé	0.80	0.14	5.71
Nickel brillant	0.34	0.07	4.86
Aluminium poli	0.10	0.04	2.5
Peinture noire (silicate)	0.97	0.88	1.10
Peinture aluminium	0.26	0.26	1
Acier sablé	0.75	0.80	0.94
SSM : Kapton aluminisé de 0.5 mm d'épaisseur	0.36	0.52	0.69
Peinture blanche (silicate)	0.14	0.90	0.16
OSR	0.11	0.83	0.13

Tableau 3. Caractéristiques radiatives de quelques surfaces absorbantes. [7]

Les OSR (Optical Solar Reflector) sont des miroirs en verre argentés ou aluminés. Les SSM (Second Surface Mirrors) sont des films plastiques (polyamide, polyester) souples et métallisés (argent, aluminium).

Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique. Dans le cas des métaux on utilise le plus couramment le cuivre, l'acier inoxydable ou bien l'aluminium. Certaines de leurs caractéristiques thermo-physiques sont données, tableau 4.

Métal	Conductivité thermique (W/m.K)	Chaleur massique c_p (J/kg.K)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Diffusivité $a = \lambda / \rho \cdot c_p$ (10 ⁻⁶ m ² /s)
Cuivre	384	398	8900	108
Acier inoxydable	14	460	7800	4
Aluminium	204	879	2700	86

Tableau 4. Caractéristiques thermo-physiques de matériaux métalliques pouvant constituer la plaque de capteur solaire plan.[7]

L'emploi de matière plastique entraîne des différences notables comparées aux métaux. Tableau.5

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • La légèreté, • La possibilité de teinter le produit dans la masse et donc de ne pas craindre les rayures. • La faible sensibilité des plastiques à la corrosion 	<ul style="list-style-type: none"> • Une mauvaise conductivité thermique, • Un vieillissement dû au rayonnement ultraviolet, • Une tenue médiocre aux températures élevées.

Tableau5. [6]

c-Le fluide caloporteur

Pour transporter la chaleur emmagasinée par la surface absorbante, on utilise habituellement, comme fluide caloporteur, soit l'air soit l'eau.

L'air se révèle ayant des avantages par rapport à l'eau :

1. Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été lorsque le soleil « tape » fort, avec de l'air sec,
2. Il n'y a pas de problème de corrosion,
3. Toute fuite est sans conséquence,
4. Pas de nécessité d'utiliser des échangeurs de chaleur pour le chauffage des locaux,
5. Le système à mettre en œuvre est plus simple et plus fiable. [8][7]

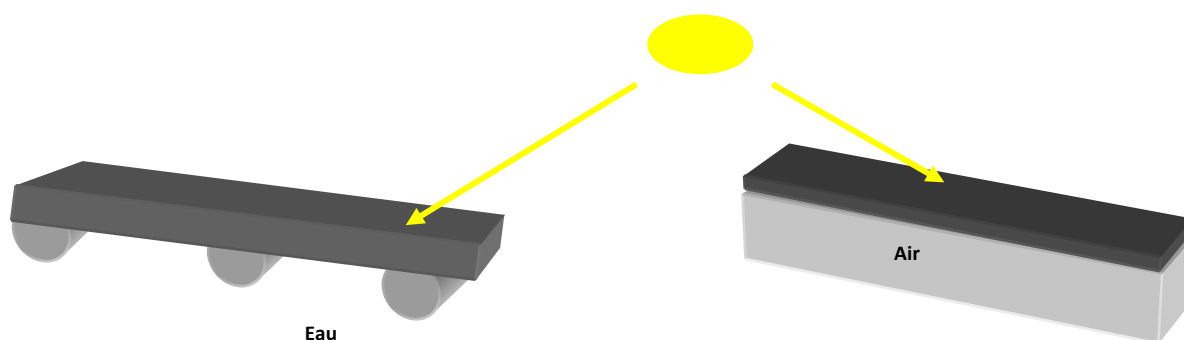


Figure 4. Schéma d'un capteur plan avec son système d'évacuation de la chaleur (à eau et à air).

L'utilisation de l'air entraîne quelques inconvénients :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux,
- Le produit de la masse volumique ρ par la chaleur spécifique c_p est faible : $\rho c_p = 1225 \text{ J/m}^3\text{K}$ pour l'air contre $4,2 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{K}$ pour l'eau.
- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant compte tenu du point précédent,
- Les transferts thermiques sont moins bons qu'avec l'eau.

Dans le cas de tuyauteries soudées sur la face arrière de la plaque absorbante, il faut prendre soin aux soudures afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact.

d-L'isolant

Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut inclure un système d'isolation des parois, la face avant du capteur est généralement isolée par une lame d'air qui fait office d'isolant, son épaisseur ne doit pas être très importante pour éviter les transferts par convection ; les épaisseurs choisies sont de l'ordre de 2 à 3cm.

A la partie arrière du capteur, on place une ou plusieurs couches d'isolant telle que la laine de verre, polyester, mousse de polyuréthane, etc. [7]

— Notion d'effet de serre

Il repose sur un principe simple, celui que chaque matériau transparent au spectre solaire peut-être opaque au rayonnement infrarouge, le cheminement des rayons est simple, le rayonnement solaire de petite longueur d'onde travers la plaque transparente, il est absorbé par la plaque absorbante, celle-ci rayonnera dans le domaine des grandes longueurs d'ondes. Si la puissance reçue par le capteur est constante le processus se répète et s'amplifie jusqu'à atteindre un équilibre entre l'apport solaire absorbé et les pertes thermiques, l'échange se produisant entre les différents composants par rayonnement, ou par convection entre la couverture et le milieu extérieur. Lorsque l'équilibre s'installe, la température de la plaque absorbante est conséquente.

II. Rendement d'un capteur solaire plan

On calcule l'efficacité d'un capteur solaire, en calculant son rendement, qui est le rapport entre l'énergie utile Q_u (l'énergie réellement transférée vers le fluide caloporteur ou vers un milieu de stockage) et la puissance solaire globale G^* reçue par le capteur. Sur un laps de temps déterminé, Eq. (02).

$$\eta = \frac{\int_0^{\Delta t} Q_u dt}{\int_0^{\Delta t} G^* dt} \quad (I.2)$$

En sachant que l'énergie absorbée par le capteur, n'est pas totalement utilisée, une partie d'entre elle est emmagasinée dans le fluide caloporteur, une autre partie est perdue vers le milieu extérieur principalement par convection et/ou par rayonnement thermique, elle est notée Q_a .

Il sera plus intéressant d'exprimer le rendement d'un capteur en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur T_{fe} . Si on prend en considération les paramètres suivant :

- Orientation du capteur : inclinaison i , azimut γ
- Dimension : longueur L , largeur l , distance plaque-vitre b , épaisseur de l'isolant e_i .

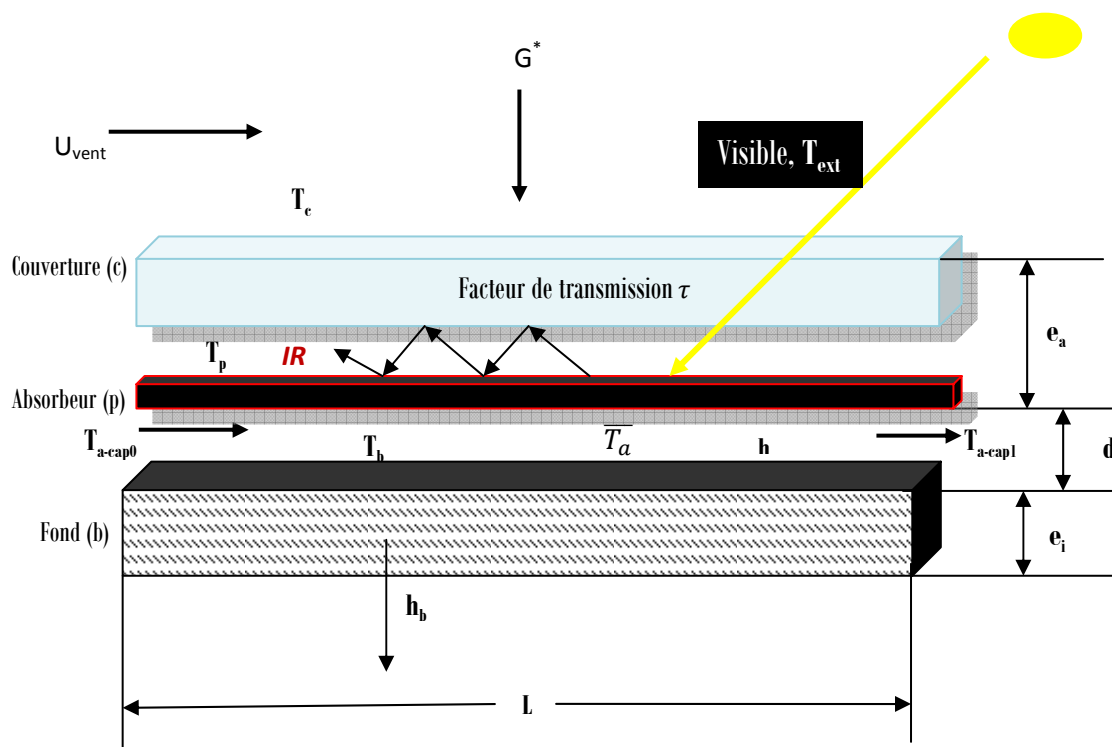


Figure 05. Représentation des échanges thermiques s'opérant au sein d'un capteur plan.

Les hypothèses sur lesquelles repose le problème sont les suivantes

- On suppose un écoulement en régime permanent ;
- La vitre et la plaque absorbante sont supposées isothermes ;
- Le ciel rayonne à la température T_{∞} , donnée par la formule empirique suivante [7]

$$T_{\infty} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (\text{I. 3})$$

T_{∞} , est exprimé en degré kelvin.

Nous avons supposé que la surface de l'absorbeur est isotherme, mais en réalité la plaque est soumise à un champ de température non uniforme, supposé constant en régime permanent.

L'écoulement de la chaleur est unidimensionnel suivant x , l'équation de la chaleur décrivant la distribution de la température sur la plaque absorbante s'écrit

$$\rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \Delta T + \frac{Q_u}{\delta} = 0 \quad (\text{I. 4})$$

δ , représente l'épaisseur de la plaque absorbante, Q_u représente l'énergie utilisable et elle est égale à : $Q_u = Q - Q_a$, avec $Q_a = K(T_p - T_a)$ qui représente les pertes thermiques entre l'absorbeur et le milieu environnant.

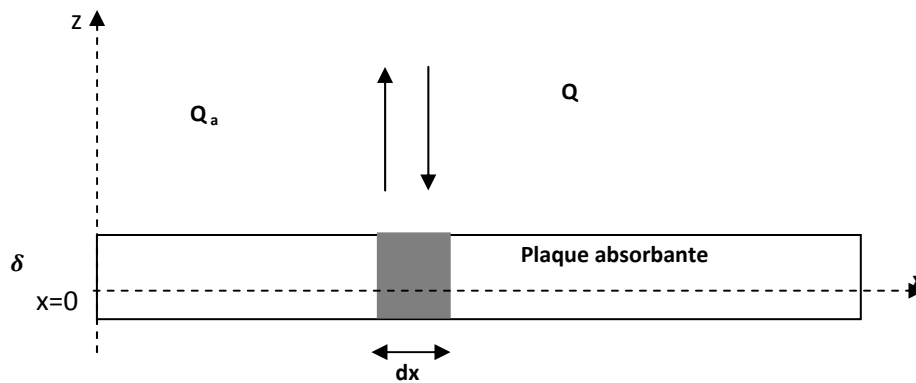


Figure 06. Schéma servant au calcul du bilan thermique d'un élément de longueur dx de la plaque. En régime permanent $Q_u = Q - Q_a$

Tenant compte des hypothèses simplificatrices, l'équation de la chaleur peut s'écrire alors

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{K}{\lambda_p \delta} \left[T_p - \left(T_a + \frac{Q}{K} \right) \right] \quad (\text{I. 5})$$

— Les conditions aux limites

Par raison de symétrie,

$$\left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (\text{I. 6})$$

$$T_p = T_s \text{ En } x=w \quad (\text{I. 7})$$

T_s est la température de la soudure des tuyaux avec la plaque absorbante.

$$m^2 = K/\lambda_p \cdot \delta \quad (\text{I. 8})$$

La solution de l'équation de la chaleur précédente s'écrit :

$$T_p(x) = T_a + \frac{Q}{K} + \left[T_s - \left(T_a + \frac{Q}{K} \right) \right] \frac{ch(mx)}{ch(m.w)} \quad (\text{I. 9})$$

Soit Q_f la puissance thermique absorbée par le fluide caloporteur par mètre de longueur de tuyauterie,

$$Q_f = [Q - Q_a]D_e - 2\lambda_p\delta \frac{dT_p}{dx} \quad (\text{I. 10})$$

On écrit alors :

$$Q_f = [Q - K(T_s - T_a)](D_e + 2w \eta_w). \quad (\text{I. 11})$$

$$Q_f = [Q - K(T_f - T_a)]pF \quad (\text{I. 12})$$

Avec

$$\eta_w = \frac{th(mx)}{m.w}, \quad p = D_e + 2w \quad (\text{I. 13})$$

$$F = \frac{1}{\frac{p}{(D_e + 2w \eta_w)} + \frac{pK}{\chi h_c}} \quad (\text{I. 14})$$

F , appelé rendement d'irrigation, il correspond au rapport de la résistance thermique de la plaque absorbante-air par la résistance thermique fluide-air ambiant.

χ représente le périmètre mouillé de la conduite, $\chi = \pi D_i$ avec D_i le diamètre intérieur des conduites et p est le pas entre les tuyauteries.

Si l'on exprime le bilan thermique du fluide sur un élément de fluide, l'équation s'écrit

$$\dot{m} c_p dT_f = Q_f dy \quad (\text{I. 15})$$

$$\frac{dT_f}{T_f - T_a - \frac{Q}{K}} = \frac{p F K}{\dot{m} c_p} dy . \quad (\text{I. 16})$$

En admettant les conditions aux limites suivantes

$$T_f = T_{fe} \text{ pour } y = 0 \quad (\text{I. 17})$$

$$T_f = T_{fs} \text{ pour } y = L \quad (\text{I. 18})$$

On a alors,

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q}{K}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q}{K}} = \exp\left(-\frac{F K}{\dot{M} c_p}\right) \quad (\text{I. 19})$$

Où $\dot{M} = \frac{\dot{m}}{p L}$, représente le débit massique par unité de surface de capteur.

$$F_t = \frac{\dot{M} c_p}{K} \left[1 - \exp\left(-\frac{F K}{\dot{M} c_p}\right) \right] \quad (\text{I. 20})$$

F_t Est appelé facteur de transfert thermique, il représente le rapport du flux thermique réel reçu par le fluide, par celui qui serait récupéré si la surface absorbante était isotherme à T_{fe} . (Ce facteur serait proche de l'unité dans les cas des débits importants et un fonctionnement de capteur à basse température).

On exprime Q_u en fonction du facteur de transfert thermique .

$$Q_u = F_t [Q - K(T_{fe} - T_a)] \quad (\text{I. 21})$$

On peut alors exprimer le rendement instantané η :

$$\eta = F_t \left(\nu^* - K \frac{T_{fe} - T_a}{G} \right) \quad (\text{I. 22})$$

Avec $\nu^* = \tau_c \cdot \alpha_p$ qui représente le rendement optique du capteur, et il est égal au produit du coefficient de transmission de la couverture transparente par le coefficient d'absorption de la plaque absorbante.

En réalité, le facteur de transfert thermique F_t et la conductance thermique K varient avec la température de fonctionnement du capteur ainsi qu'avec les conditions climatiques. Il s'ensuit une déviation de la courbe du rendement par rapport à la droite théorique, (Fig. 07).

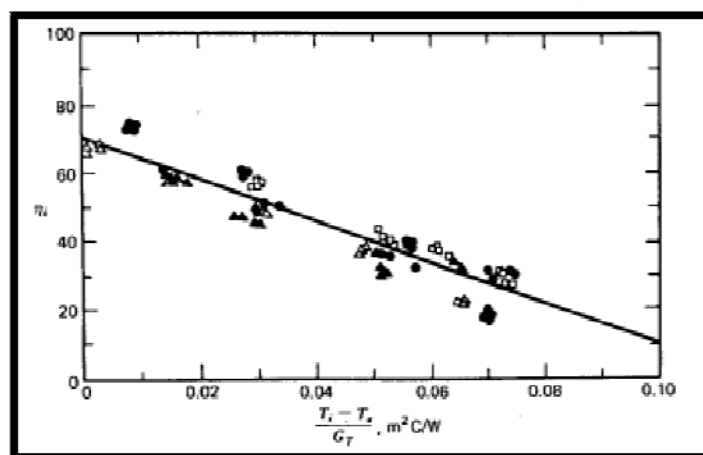


Figure 07. Mesure expérimentale du rendement d'un capteur solaire plan à eau avec une couverture et une plaque absorbante sélective. D'après Streed et al (1979). [6]

La température d'entrée du fluide, (Fig. 07), dans le capteur solaire, doit être proche de la température ambiante, pour un meilleur rendement du capteur solaire plan.

III. Conclusion

Les capteurs solaires plans sont des échangeurs de chaleur, ils permettent de convertir l'énergie solaire en énergie thermique.

Le rendement des capteurs varie en fonction de la différence de température à l'entrée du capteur et celle du milieu extérieur ($T_{fe} - T_a$). Plus cette différence est légère plus le rendement est grand, la température du fluide à l'entrée doit être alors proche de celle du milieu extérieur.

Aujourd'hui les avancements effectués pour le développement des capteurs solaires plan à air, concernent l'amélioration du rendement thermique de l'appareil, les travaux les plus récents proposent l'ajout de chicanes, considérées comme des rugosités sur la surface d'écoulement du fluide, celles-ci doivent augmenter le transfert de chaleur au sein du capteur solaire. A. Boulemtafes [45], fait une analyse numérique basée sur la technique CFD, où elle étudie la géométrie des rugosités (section droite, hauteur relative de la rugosité, espacement relatif), pour améliorer le transfert thermique et identifie les rugosités transversales à section rectangulaire comme étant le meilleur choix d'un point de vue thermo-hydraulique.

Les capteurs solaires plans ont été choisis, au cours de notre étude, car ils remplissent bien la condition de travail à basse température (nécessaire aux applications de chauffage des locaux), c'est-à-dire au voisinage de 70°C. Pour notre simulation nous n'utiliserons qu'un seul modèle de collecteur et ce sera le capteur solaire plan à air.

Chapitre II

Le Stockage Thermique

Revue Bibliographique

Introduction

Les énergies renouvelables, plus précisément, l'énergie solaire, pose un problème de disponibilité (les variations météorologiques) et d'intermittence (jour/nuit). C'est de ce point que s'est lancée notre réflexion. Rendre cette source d'énergie plus disponible et combler ses discontinuités, pour une utilisation plus pratique. Une réponse apparaît celle du stockage de l'énergie instantanément.

Les formes de stockage d'énergie sont multiples, aucune n'est parfaite, aucune n'est définitive. Certaines s'appliquent de façon exclusive au stockage de calories à bas niveau énergétique, en particulier des calories fournis par les panneaux solaires, appelés les accumulateurs thermiques. [5]

Les accumulateurs de chaleur peuvent être classés en fonction du niveau de chaleur maximum qu'ils peuvent atteindre, nous avons alors quatre types d'accumulateurs de chaleur,

- à basse température (60°C environ)
- à température modérée (de 100 à 250°C environ)
- à température élevée (au dessus de 500°C environ)
- A température très élevée (aux environs de 1000°C).

Nous citons quelques accumulateurs de chaleur,

- Accumulateur de chaleur à basse température

Ils peuvent se matérialiser en silos de galets ou de sable, chauffés pendant l'été et qui restitueront leur chaleur pendant l'hiver, pouvant donc être constitué de fluide ou de solide à température très modérée, environ 60°C. [5]

- Stockage d'eau chaude

L'eau chaude est stockée dans de grands réservoirs d'acier à parois minces placés dans des cavernes naturelles ou artificielles afin d'éviter des parois métalliques

épaisses [5]. Ces stockages sont appliqués pour le chauffage des locaux particuliers, industriels ou collectifs. De grandes quantités d'eau chaude pourraient être stockées dans des nappes aquifères.

— Sels fondus à basse température

Dans le cas du stockage et de transport des calories industrielles récupérées, provenant des sources à températures déterminée, les capacités de stockage par la chaleur sensible de l'eau sont faibles et le stockage par chaleur de fusion de sels est préférable. [5]

Le milieu de stockage que nous avons proposé pour cette étude, est employé pour l'accumulation de l'énergie sous forme thermique. Il est composé d'un empilement de galets (petits cailloux), qui sont isolés dans un container, de volume proportionné aux besoins de l'application considérée.

Le stockage de la chaleur a toujours été un problème important. Nous sommes en présence d'un déphasage entre les apports de chaleur et les besoins (jour/nuit, été/hiver). A l'heure actuelle on dénombre trois grandes familles de système de stockage de chaleur :

- Stockage par chaleur latente
- Stockage par chaleur sensible (solide ou liquide)
- Stockage thermochimique

I. Le Stockage par chaleur sensible

Il correspond à la chaleur absorbée suite à une élévation de la température environnante sans entraîner de changement de phase du matériau de stockage.

$$Q = m C_p (T_{\text{env}} - T_{\text{mat}}) \quad (01)$$

Q= Chaleur absorbée (kJ)

m = Masse du matériau de stockage (kg)

C_p = Capacité calorifique du matériau (kJ/(kg.K))"

T_{env} = Température environnante (K)

T_{mat} = Température du matériau (K)

La chaleur est dépendante de la chaleur spécifique et de la masse du matériau de stockage mis en œuvre. On distingue plusieurs types d'installations : Les déphasages pour ce stockage sont soit de courte durée, soit inter saisonnier. [10]

I.1. Stockage à courte durée dans un lit de galets souterrains

Des panneaux solaires couplés à un stockage thermique placé sous les bâtiments. Il s'agit de système intégré au bâtiment, qui utilise comme fluide caloporteur de l'air chauffé soit par un capteur solaire à air, soit par l'intermédiaire d'une véranda [10]. Ainsi selon les saisons, l'air sera utilisé directement pour chauffer l'habitation sinon il sera injecté au sein d'un milieu poreux composé de lit de cailloux situé dans le plancher, (Fig. 01). Les précautions à prendre sont :

- l'équilibrage des températures de l'air
- la distance entre le capteur et le stockage
- l'importance des pertes de charge dans le stockage. [10]

Critère de dimensionnement et précautions :

- Proportion volume de stockage par rapport à la surface des capteurs solaires entre 0.16 à 0.25. m^3/m^2 [7], [6], pour une belle journée en mi-saison.
- Augmentation de la longueur du stockage de 20 à 30 % pour améliorer le rendement des capteurs
- Évaluation très précise de la perte de charge dans le stockage pour dimensionner le ventilateur
- Rechercher le débit optimal qui dépend de la granulométrie des cailloux et de la longueur du stockage.

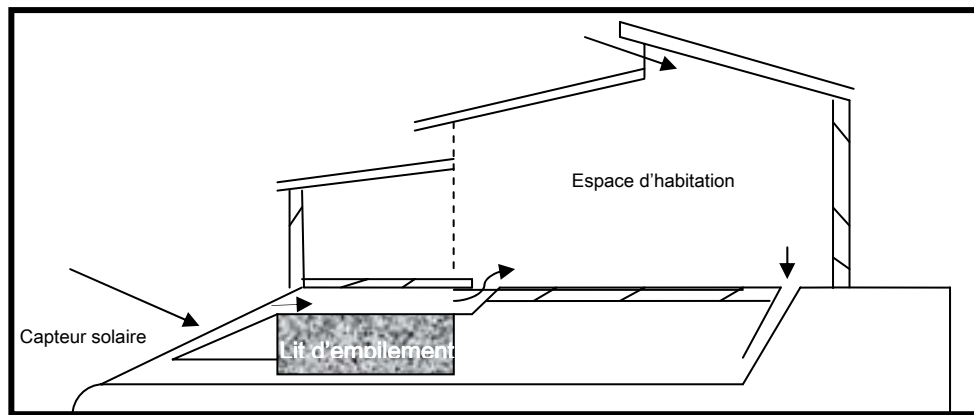


Figure 01. Schéma descriptif de l'installation d'une unité de chauffage et stockage de la chaleur sensible par un champ de capteurs solaires. [6]

I.2. Stockage Inter saisonnier

Il s'agit du même procédé qu'en courte durée, (Fig. 02). On dénombre les phases suivantes:

- une phase de décharge en hiver, où la chaleur est prélevée du stock souterrain et elle est utilisée pour le chauffage par l'intermédiaire d'une pompe à chaleur [11].
- une phase de charge pendant laquelle on utilise la température du stock pour la climatisation [10], [11], permettant ainsi de le recharger.

La chaleur, provenant soit de capteurs solaires soit de rejets de chaleur d'exploitations industrielles [10], est injectée à partir de sondes géothermiques situées au centre du stockage puis prélevée par les extrémités puisqu'il y a des phénomènes de diffusion vers le milieu extérieur. Le problème majeur réside déjà dans les coûts, à cause de la taille des volumes mis en œuvre [12], ainsi que dans le procédé de stockage puisque pour éviter le risque de fuites ou pertes, il faut bien isoler le réservoir. Les besoins sont de 5 à 10 m³ de terrain par m² de capteur solaire, soit des installations allant jusqu'à 12000m³.

Il existe aussi le stockage d'eau chaude souterraine dans des aquifères (en développement) [13].

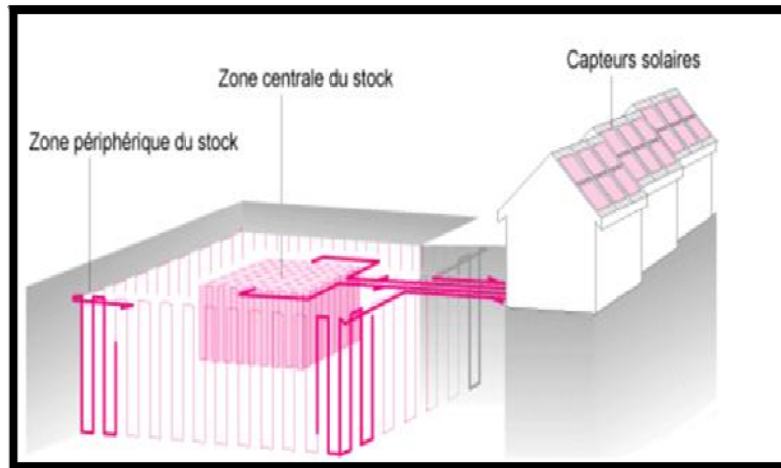


Figure 02. Schéma d'une installation (chauffage par capteurs solaires-stockage de chaleur) et des circuits de distribution de la chaleur. [10]

I.3. Description du milieu de stockage étudié

Le lit d'empilement (lit de pierres ou de roches) pour le stockage de chaleur utilise la capacité thermique du lit pour stocker l'énergie. Le fluide, généralement de l'air, circule à travers le lit pour apporter ou extraire de l'énergie. Une variété de solide peut être utilisée, les roches le matériau le plus répondu pour ce genre d'application. L'unité de stockage par lit, inclues, un container, un écran pour maintenir le lit, le support de l'écran et des conduits d'entrée et de sortie de l'air. En étant opératoire, l'écoulement est maintenu, à travers le lit, suivant une direction du haut vers le bas, durant l'apport de chaleur et dans le sens opposé durant son extraction, Dans ce type de stockage il est précisé que l'opération de charge et de décharge d'énergie ne sont pas possibles simultanément, une fois que l'opération de charge d'énergie est effectuée il sera possible d'entamer la décharge de la chaleur.

Le système de stockage par lit de pierres, fait circuler, dans un empilement de galets (bien nettoyés pour éviter la prolifération de bactéries), de l'air préalablement chauffé dans des capteurs solaires. Il s'en suit une augmentation de la température des galets et une diminution de celle de l'air qui retourne vers les capteurs. Pour réchauffer l'habitation, il suffit de faire circuler l'air de la maison en sens inverse dans le lit de galets pour récupérer l'énergie emmagasinée. Les surfaces d'échange étant élevées, les écarts de température fluide/galets sont faibles. Pour ce type de milieu de stockage nous prenons des vitesses d'écoulement de l'ordre de la vitesse de Darcy car une vitesse faible améliore le transfert thermique entre l'air et les galets [14].

Les précautions à prendre dans la réalisation d'un tel système sont les suivantes

1. Les galets ne doivent pas être trop petits afin que la perméabilité du milieu n'entraîne pas des pertes de charges trop importantes, mais ils ne doivent pas non plus être trop gros afin de minimiser le gradient de température entre eux. Pour cela on utilise des galets dont le diamètre moyen est de l'ordre de 3cm.
2. Le volume de stockage, qui devra être bien isolé, sera calculé pour que les températures atteintes ne soit pas trop fortes. En générale une masse de 300kg par m² de capteurs convient. La longueur L ne doit pas être trop importante à cause des pertes de charge. Les grandeurs habituelles vont de 1 à 3m. [7]
3. Quant au débit d'air qui circule dans les capteurs, une valeur de 40 m³/h et par m² de capteurs est raisonnable.
4. Il faut éviter que l'air chaud envoyé au stockage ne soit pas trop chargé en humidité. Durant le déstockage, il y a une diminution de la température des galets. Si cette dernière atteint la température du point de rosé de l'air, il y aura condensation de la vapeur d'eau et risque de prolifération de microorganismes préjudiciables à la salubrité de l'air injecté dans la maison. [7]

On qualifie ce phénomène d'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous pouvons distinguer plusieurs cas d'encrassement (encrassement particulaire, corrosion, entartrage, biologique, par réaction chimique, par solidification), pour notre milieu de stockage l'encrassement biologique est le plus fréquent. [47]

I.4. Intégration du lit de stockage dans un système de chauffage

Le schéma du système de base utilisé pour le chauffage de l'air (le fluide caloporteur), (Fig. 03), relie un lit d'empilement de galets utilisé comme stockage et un chauffage auxiliaire aux capteurs solaires. La plupart des systèmes à air sont construit en ne pouvant pas combiner les deux modes de charge et de décharge du lit de stockage. L'utilisation d'une énergie auxiliaire peut être raccordée au système de chauffage-stockage du bâtiment, si l'énergie solaire ne comble pas les besoins rencontrés. Le schéma plus détaillé, (Fig. 04).

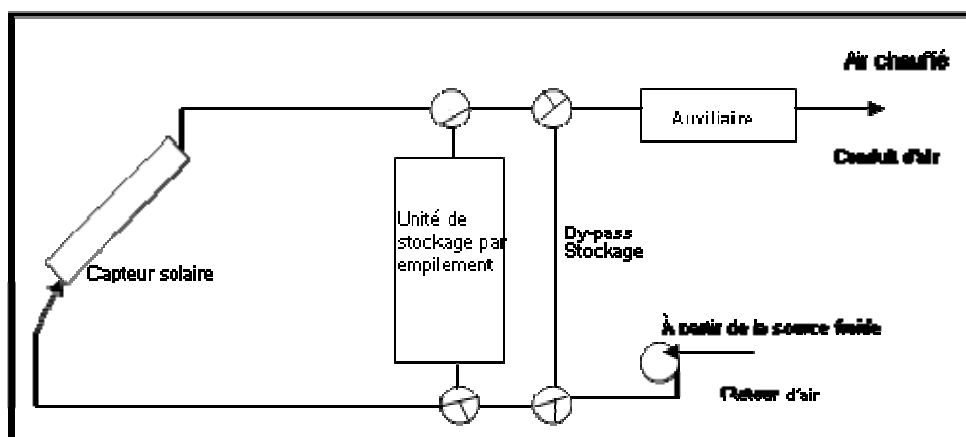


Figure 03. Schéma de base d'un système à air chaud.[6]

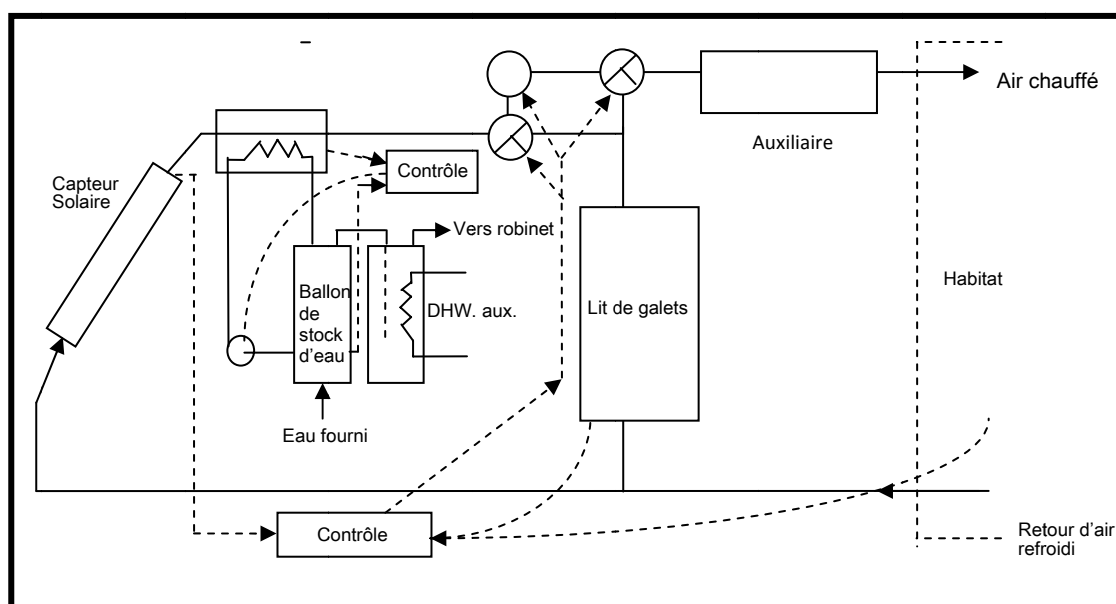


Figure 04. Schéma détaillé d'un système de chauffage d'air. [6]

Les avantages qu'offre le système à air sont nombreux par rapport à ceux d'un système utilisant les liquides. Les problèmes de gel et d'ébullition dans les capteurs sont éliminés et la corrosion est réduite. Un degré élevé de stratification est possible dans les lits d'empilement qui donne une température faibles à l'entrée des capteurs solaires [7].

Les désavantages liés à ces systèmes incluent le coût élevé de pompage du fluide (si le système n'est pas conçu pour minimiser les pertes de charge), le volume du stock est relativement grand, les difficultés à additionner (injecter) l'air chauffé par voie solaire au système de chauffage conventionnel initialement installé. Les systèmes à air souffrent aussi des pertes thermiques, de l'air chauffé, par les capteurs solaires ainsi que par les conduites ; ces pertes peuvent représenter une grande quantité d'énergie perdue par le système. Les

performances des capteurs à air sont réduites par rapport à ceux fonctionnant aux liquides.

Les capteurs solaires à air employés dans les systèmes à chauffage d'habitat, fonctionnent souvent à débit constant, avec une température à la sortie variable au cours d'une journée. Il n'est possible de les faire fonctionner à température constante qu'en faisant varier le débit. Cela se résume à réduire le coefficient F_t mais ainsi réduire les performances des capteurs solaires lorsque le taux de flux est faible. Cela mène alors à une réduction du volume de stockage requis, et ainsi changer la forme des profils de température au sein du lit de stockage, (Fig. 05 vers Fig. 06).l'uniformité des températures dans le lit signifie que l'air chaud peut être suffisant pour combler les besoins d'une résidence et améliorer les conditions de confort. [6]

Paramètres de configuration typique	Valeurs Numériques
Débit d'air dans les capteurs	5 à 20 litres/m ² s
Inclinaison des capteurs	$(\phi + 15^\circ) \pm 15^\circ$
Angle azimute de la surface des capteurs	$0^\circ \pm 15^\circ$
Capacité de stockage	0.15 à 0.35 m ³ pierres/m ²
Taille des pierres (taille uniforme)	0.01 à 0.03 m
Longueur du lit, direction d'écoulement	1.25 à 2.5 m
Chute de pression <ul style="list-style-type: none"> — Lit de pierres — Capteurs solaires — Conduites d'écoulement 	<ul style="list-style-type: none"> — 55 Pa au minimum — 50 à 200 Pa — 10 Pa
Vitesse d'entrée maximale, de l'air dans le lit de pierres (pour 55 Pa de perte de pression dans le lit)	4 m/s
Capacité du réservoir de préchauffage de l'eau	1.5 x chauffage conventionnel

Tableau 01. Paramètres du désigne typique des systèmes de chauffage solaire à air.[6]

II. Processus d'échange thermique au sein du milieu de stockage

Le milieu de stockage étudié peut être décrit comme étant un échangeur de chaleur et fonctionnant selon le principe de ce dernier, c'est-à-dire que le fluide chaud en circulation dans l'appareil transmet son énergie thermique au fluide froid, à travers une paroi solide (les galets) soit simultanément ou en deux temps différés. A partir d'un bilan énergétique appliqué au flux entrant et sortant d'un élément de longueur nous pouvons estimer la quantité d'énergie échangée lors de l'écoulement du fluide, (Fig. 07). [15]

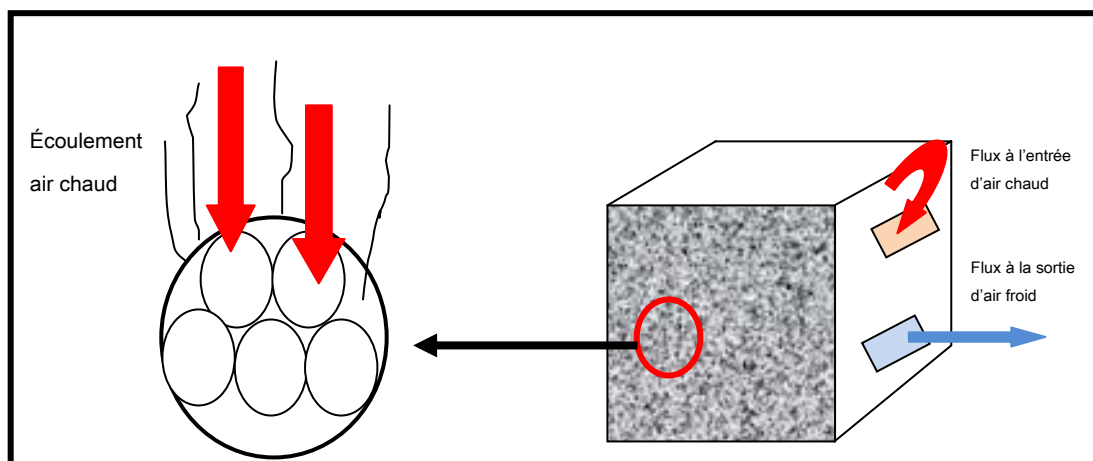


Figure 07. Bilan de transfert de chaleur dans un élément de longueur du lit d'empilement.

II.1.Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un appareil, où deux fluides séparés par une paroi (à travers laquelle les échanges se passent), échangent la chaleur essentiellement par convection.

Il sera difficile d'obtenir des configurations peu encombrantes, car le but de ces appareils est (en augmentant la surface d'échange) d'augmenter la quantité d'énergie transmise lors de l'écoulement des deux fluides. Une configuration de tubes cylindriques en faisceau rangés dans une enveloppe « la calandre », permet d'améliorer le transfert thermique (l'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre (autour des tubes)). A partir de ce modèle d'écoulement, il est possible d'en dériver d'autres formules capables de multiplier le passage des fluides dans l'appareil. Des chicane de formes variées disposée surtout perpendiculairement à l'axe de la calandre, rendent le parcours du fluide plus long et sinueux [15]. Ce qui augmente les turbulences au sein de l'écoulement mais augmente en même temps les pertes de charge. La compacité maximale (surface d'échange par mètre cube) obtenue pour cette configuration est de l'ordre de $500\text{m}^2/\text{m}^3$.

Pour les échanges gaz-gaz, les surfaces adoptées sont constituées de plaques planes séparées par des ailettes, les deux fluides circulant alternativement entre les plaques. Ce choix est justifié à cause de la faible densité des gaz, si nous voulons rester à un niveau de pertes de charges acceptables, il faut alors réduire la vitesse d'écoulement des gaz relativement à celle des liquides [15]. Réduire la vitesse revient à réduire le coefficient d'échange par convection fluide –paroi, ce qui nécessite, à volume égale, une augmentation de la surface d'échange.

Notre cas d'étude comparable au cas précédent ; représente un transfert de chaleur entre deux gaz séparés par une paroi. Les deux gaz sont l'air et la paroi de séparation est représentée par les galets. L'air de faible densité est injecté à l'intérieur du milieu de stockage à faible vitesse (faible coefficient de transfert thermique par convection air -galets). Afin de garder le même volume du stock, il faut alors augmenter la surface d'échange (fluide-solide), pour ce faire nous choisissons des galets de faibles diamètres (de 1 à 5cm), plus le diamètre est faible plus les espaces créés entre les galets augmente, de ce fait nous aurons un passage plus long pour l'air et ainsi la quantité de chaleur transférée augmentera.

Nous allons définir les lois gouvernant l'échange thermique dans notre milieu de stockage.

II.2. Calcul de la puissance d'échange

Le but des applications des échangeurs de chaleur, est d'obtenir la puissance désirée avec une surface peu encombrante et avec le moins de pertes de charge possibles, c'est-à-dire au meilleur coût d'investissement et d'exploitation [15]. L'estimation de la puissance d'échange de l'appareil peut être évaluée par deux méthodes,

- a. La méthode DTLM « moyenne logarithmique de la différence de température »,
- b. La méthode NUT « Nombre d'unité de transfert ».

a-Méthode DTLM

Le flux thermique $d\phi$ traversant un élément de surface dS , où les températures T_c et T_f sont respectivement celles du fluide chaud et du fluide froid de part et d'autre de l'élément dS , s'écrit

$$d\phi = K dS (T_c - T_f) \quad (\text{II. 2})$$

Avec h le coefficient d'échange global entre les deux fluides au niveau de l'élément dS , il s'exprime en $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Le flux de chaleur transmis du fluide chaud vers le fluide froid, s'exprime par

$$d\phi = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \quad (\text{II. 3})$$

\dot{m}_c Et \dot{m}_f sont respectivement les débits massiques des fluides chaud et froid (kg/s), c_{pc} et c_{pf} sont les chaleurs massiques du fluide chaud et froid ($\text{J/kg. } ^\circ\text{C}$).

En combinant l'équation (II.2) et (II.3) nous obtenons pour une configuration de l'écoulement en parallèle, l'équation (II.4)

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K dS \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{II.4})$$

Nous intégrons le long de la surface d'échange l'équation (II.4),

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -KS \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{II.5})$$

Nous exprimons le bilan enthalpique global, pour obtenir le flux thermique Φ échangé en fonction des températures d'entrées et de sorties

$$\Phi = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.6})$$

Nous remplaçons les expressions de $\dot{m}_c c_{pc}$ et $\dot{m}_f c_{pf}$ dans l'équation (II.5), pour obtenir le flux thermique échangé Φ

$$\Phi = K S \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})]} \quad (\text{II.7})$$

Nous pouvons exprimer l'équation (07) par une formule commune pour toutes les configurations des échangeurs à chaleur [15], où on introduit $\Delta T = T_c - T_f$, qui est la différence entre les températures des fluides chaud et froid, ainsi que les deux indices a et b qui représentent les deux extrémités de l'échangeur de chaleur, le flux thermique global échangé en fonction de la différence de température logarithmique moyenne s'écrit

$$\Phi = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{II.8})$$

Avec

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (\text{II.9})$$

C'est la moyenne logarithmique de la différence de température globale entre les deux fluides.

La méthode de calcul DTLM revient à écrire que la puissance thermique échangée, qui est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{LM} , le coefficient de proportionnalité étant le coefficient d'échange globale K .

b-Méthode N.U.T

La méthode NUT, attribuée à NUSSELT, n'utilise que les températures à l'entrée de l'appareil. Pour exprimer cette méthode il nous avons besoin de la notion « d'efficacité de l'échangeur » [15].

— Efficacité d'un échangeur

Elle est définie comme le rapport de la puissance thermique réelle à la puissance d'échange maximum théoriquement possible.

$$E = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{maximum}} \quad (\text{II.10})$$

La puissance maximale correspond au gradient de température maximum existant dans l'appareil, il est égale à la différence entre la température d'entrée du fluide chaud et celle du fluide froid.

$$\phi_{max} = (\dot{m}c_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.11})$$

Nous obtenons alors l'expression de l'efficacité

$$E = \frac{\dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Ou} \quad \frac{\dot{m}_f c_{pf} (T_{fe} - T_{fs})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.12})$$

Ou encore

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}, \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_c c_{pc} \quad (\text{II.13})$$

$$\text{Et} \quad E = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}, \quad \text{si} \quad (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_f c_{pf} \quad (\text{II.14})$$

A partir de ces dernières définitions de l'efficacité thermique d'un échangeur à chaleur, nous pouvons déduire la puissance réelle échangée par la relation

$$\Phi = E C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.15})$$

Avec $C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{\min}$

Il est important de voir que les seules valeurs de températures intervenant dans les calculs sont celles à l'entrée de l'échangeur de chaleur.

A partir de l'équation(05) définie précédemment, nous écrivons

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left[-\frac{KS}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \right] \quad (\text{II.16})$$

Nous faisons apparaître l'expression de l'efficacité E dans l'équation (II.16), pour ce faire nous utilisons la relation du bilan enthalpique qui donne,

$$T_{fs} = T_{fe} + C_c/C_f(T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.17})$$

Avec $C_c=C_{min}$

Nous obtenons par manipulation de l'équation (II.17),

$$T_{cs} - T_{fs} = (T_{ce} - T_{fe}) + (T_{cs} - T_{ce})(1 + C_c/C_f) \quad (\text{II.18})$$

L'équation (II.16) devient

$$\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}} = 1 - (1 + C_c/C_f) E = \exp\left[-\frac{KS}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right)\right] \quad (\text{II.19})$$

Ainsi l'expression de l'efficacité thermique donne, pour $C_c=C_{min}$,

$$E = \frac{1 - \exp\left[-\frac{KS}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right)\right]}{1 + C_c/C_f} \quad (\text{II.20})$$

Pour $C_f=C_{min}$, l'efficacité thermique E s'écrit,

$$E = \frac{1 - \exp\left[-\frac{KS}{C_f}\left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right)\right]}{1 + C_f/C_c} \quad (\text{II.21})$$

$$E = F\left(\frac{KS}{C_{min}}, \frac{C_{min}}{C_{max}}, \text{configuration d'écoulement}\right) \quad (\text{II.22})$$

— Utilisation de la méthode NUT

Le groupement sans dimension KS/C_{min} est appelé « nombre d'unité de transfert », en abrégé N.U.T il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

Des abaques fournissent l'efficacité à partir du NUT et du rapport C_{min}/C_{max} ont été dressé pour la plupart des configurations courantes d'écoulement. (Fig. 08)[16]

Ainsi le calcul d'un échangeur par la méthode NUT revient à évaluer,

- K (comme dans la méthode DTLM)
- C_c , C_f et C_{min}/C_{max} ,
- $NUT = KS/C_{min}$
- E à partir des abaques.
- Φ par l'équation $\Phi = (E C_{min}(T_{ce} - T_{fe}))$.

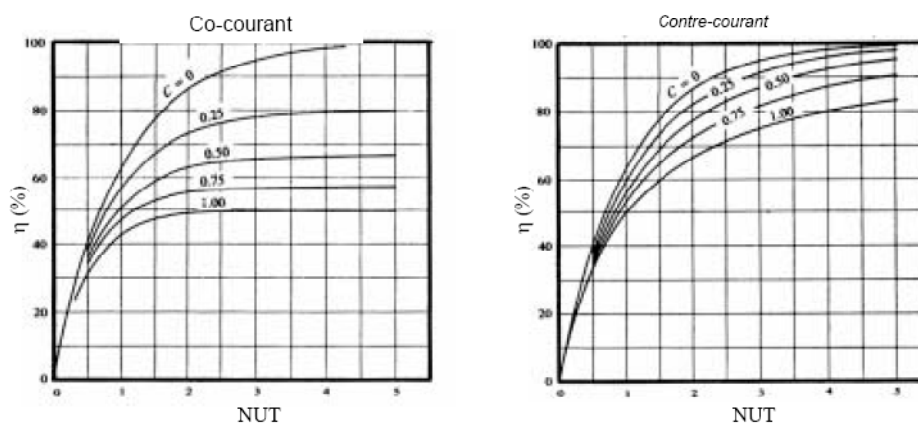


Figure 08. Abaques de NUT en fonction de l'efficacité $NUT=f(E)$. [16]

En conclusion si nous devons comparer entre les deux méthodes illustrées ci-dessus, nous relèverions que la méthode DTLM fait intervenir les températures des deux fluides aux deux extrémités de l'échangeur. Alors que la méthode NUT n'utilise que les températures des fluides à l'entrée de l'échangeur. Ainsi la méthode DTLM fait intervenir des paramètres inconnus. Il est donc plus précis d'utiliser la méthode NUT.

III. Traitement du milieu de stockage par la méthode NUT

III.1. Analyse bibliographique

Le fonctionnement du milieu de stockage que nous avons choisi correspond à celui d'un appareil à échange de chaleur, entre deux fluides, (Fig. 09). La méthode NUT permet de traiter les transferts de chaleur dans ces milieux.

Le premier à s'être intéressé à ce type de stockage par lit d'empilement, est T.W.E. Schumann (1929) [17]. Il décrit le problème ainsi, prenant un prisme poreux où sont empilées des particules maintenues à température uniforme. Un fluide, initialement à haute température, passe à travers le lit d'empilement dans le long du prisme, à flux uniforme, les côtés du lit sont imperméables au fluide. Le problème de l'étude étant de trouver la distribution de la température dans le lit et celle du le fluide tout le long de l'écoulement et pour n'importe quel instant. Le modèle de Schumann repose sur les hypothèses suivantes

- a. On considère la température uniforme à chaque instant dans le lit;
- b. Par rapport au transfert de chaleur du fluide vers le solide, le transfert thermique par conduction au sein du fluide ou entre les particules solides est insignifiant et peut être négligeable ;
- c. Le taux de transfert thermique du fluide au solide à chaque point est proportionnel à la différence moyenne de température entre le fluide et le solide à ce point ;
- d. Le changement de volume du fluide dans le solide, qui est dû au changement de température peut être négligeable, et
- e. Les constantes thermiques sont indépendantes de la température.

Schumann étudie le transfert thermique qui s'effectue sur un élément dx , d'une section droite du prisme, au cours de l'écoulement du fluide à travers le solide.

— La chaleur transmise vers cet élément par le solide, durant un temps dt , est égale à

$$-\lambda(T_f - T_s)dx dt \quad (\text{II.23})$$

- La chaleur transportée dans l'élément dx par l'écoulement du fluide est égale à

$$-\frac{\partial T_f}{\partial x} \rho c_{pf} v \epsilon dx dt \quad (\text{II.24})$$

- La somme de ces deux quantités sera égale à l'augmentation de la température durant le temps (dt) multipliée par la capacité thermique de l'élément

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} \rho c_{pf} \epsilon dx dt \quad (\text{II.25})$$

Il aboutie au système d'équations suivant,

$$\begin{cases} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\lambda}{(\rho c_{ps})(1-\epsilon)} (T_f - T_s) & \text{pour le solide} \\ \frac{\partial T_f}{\partial t} + v \frac{\partial T_f}{\partial x} = -\frac{\lambda(T_f - T_s)}{(\rho c_{pf})\epsilon} & \text{pour le fluide} \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

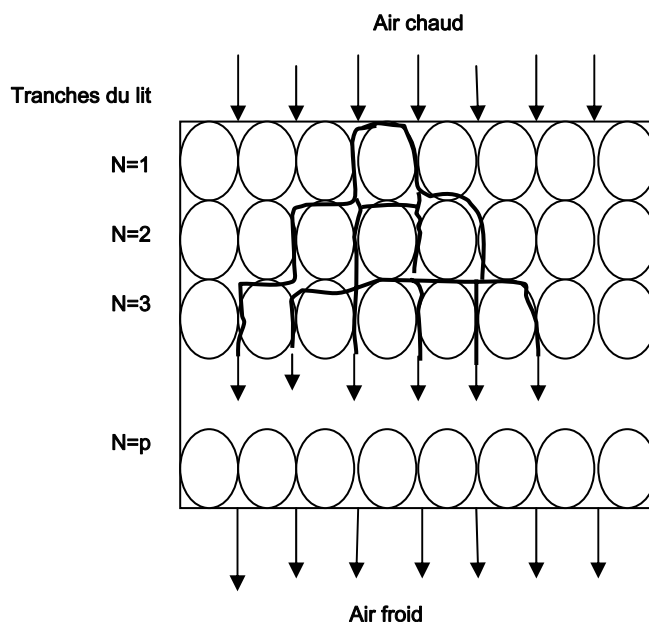


Figure 09. Évolution de l'écoulement de l'air et du transfert de chaleur dans le lit de pierres. [18]

Pour compléter le problème mathématique, nous définissons les conditions aux limites suivantes

Les températures à $x = 0$

$$T_f = T_0, \forall t \quad (\text{II.27})$$

$$T_s = 0, \text{ à } t=0 \quad (\text{II.28})$$

Et à partir de l'équation (II.26) à $x = 0$

$$T_s = T_0 (1 - e^{-k_1 t}) \quad (\text{II.29})$$

$$\text{Où } k_1 = \frac{\lambda}{(\rho c_{ps})(1-\epsilon)}$$

$$\text{Pour } x=vt, \quad T_s = 0 \quad (\text{II.30})$$

$$T_f = T_0 e^{-k_2 t} \quad (\text{II.31})$$

$$\text{Où } k_2 = -\frac{\lambda}{(\rho c_{pf})\epsilon}$$

Schumann résout ce système d'équations à partir des fonctions de Bessel, les solutions aux quelles il abouties sont

$$T_s/T_0 = 1 - e^{-y-z} \sum_{n=0}^{\infty} y^n M_n(yz) = e^{-y-z} \sum_{n=1}^{\infty} z^n M_n(yz) \quad (\text{II.32})$$

$$T_f/T_0 = 1 - e^{-y-z} \sum_{n=1}^{\infty} y^n M_n(yz) = e^{-y-z} \sum_{n=0}^{\infty} z^n M_n(yz) \quad (\text{II.33})$$

Avec $y=k_2 x/v$ et $z=k_1 (t-x)/v$

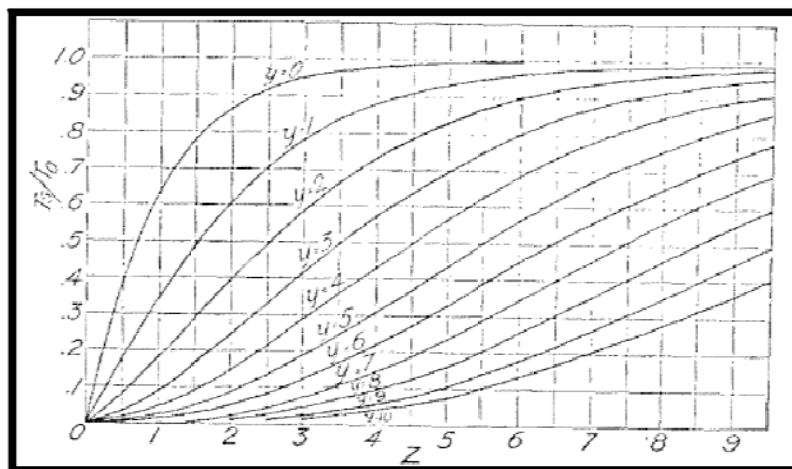


Figure 10. La distribution de la température adimensionnelle au sein du solide. [17]

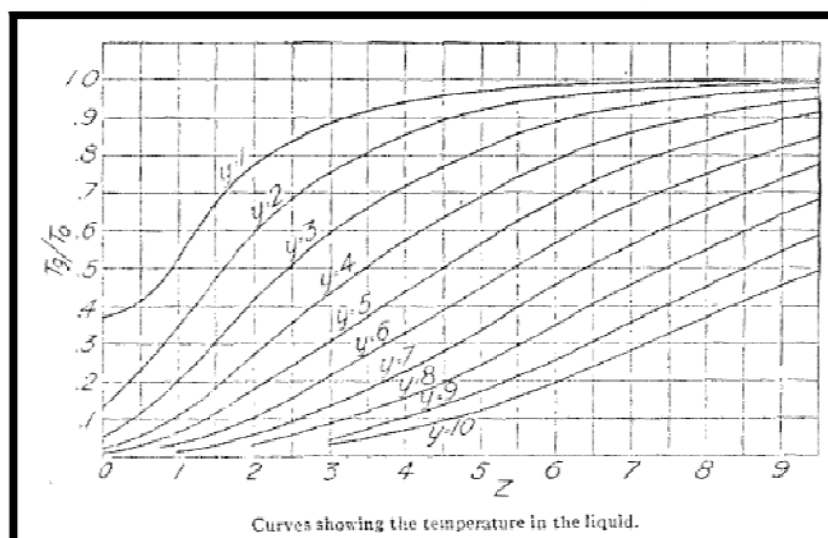


Figure 11. La distribution de la température adimensionnelle au sein du fluide. [17]

Les résultats obtenus par Schumann, (Fig. 10 et Fig. 11) sont tout aussi valables pour un lit d'empilement initialement à une température élevée (différente de zéro), ainsi que pour écoulement turbulent du fluide caloporteur.

Pour conclure le modèle établie par Schumann permet de prédire la distribution de la température dans le lit pour différentes valeurs de débits d'écoulement quelque soit le temps.

Duffie et Beckmann [6], traite du milieu de stockage par lit d'empilement employer comme moyen de stockage de l'énergie solaire pour une utilisation à des

fins de chauffage de l'habitat. Ils écrivent les équations qui expriment le transfert de chaleur en fonction du nombre d'unités de transfert NUT

$$\frac{\partial T_f}{\partial(x/L)} = NUT (T_b - T_f) \quad (\text{II.34})$$

$$\frac{\partial T_b}{\partial \theta} = NUT (T_f - T_b) \quad (\text{II.35})$$

Où $\theta = \frac{t(\dot{m}c_{pf})}{\rho c_{pf}(1-\epsilon)AL}$, est un temps adimensionnel.

Ce système donne des solutions analytiques qui ne s'avèrent pas efficaces pour des systèmes de stockage de longue durée, Kuhn et al (1978), essayent de résoudre numériquement le système d'équation précédent par un schéma aux différences finies mais qui ne s'avère pas assez performant que le modèle « efficacité-NUT » de Hughes (1975), qui est le même développée par Mumma et Marvin (1976).

La température d'un élément Δx du lit de galets est considérée uniforme sur celui-ci, l'équation de Hugues considère que la température du lit varie linéairement avec la distance, que la température de l'air a un profil exponentiel et la température de l'air quittant un élément de longueur du lit est donnée par

$$\frac{T_{f,i+1} - T_{b,i}}{T_{f,i} - T_{b,i}} = e^{-NUT(\frac{\Delta x}{L})} \quad (\text{II.36})$$

Cette relation est inspirée par l'analyse d'un échangeur de chaleur comme un évaporateur. L'énergie transmise par l'air à un élément Δx du lit est exprimée par

$$(\dot{m}c_p)_f (T_{f,i} - T_{f,i+1}) = (\dot{m}c_p)_f (T_{f,i} - T_{b,i})(1 - e^{-NUT/N}) \quad (\text{II.37})$$

Cette méthode quoique satisfaisante prend un très grand temps de calcul [6]. Et c'est en introduisant la notion de NUT infini, qui consiste à égaler la

température du lit de galets à celle de l'air circulant en régime établi (on considère une température d'équilibre), elle permet de réécrire les équations de transfert de chaleur en fonction d'une température d'équilibre, du milieu composé, ainsi le problème se réduit à ne résoudre qu'une seule équation au lieu d'un système à deux équations couplées, on obtient alors

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = -L \frac{\partial T}{\partial x} + NUT(T_a - T) \quad (\text{II.38})$$

Où T_a est la température ambiante au milieu considéré et $NUT = \frac{(\lambda A)_b}{\dot{m} c_{pf}}$, qui exprime le nombre d'unité de transfert.

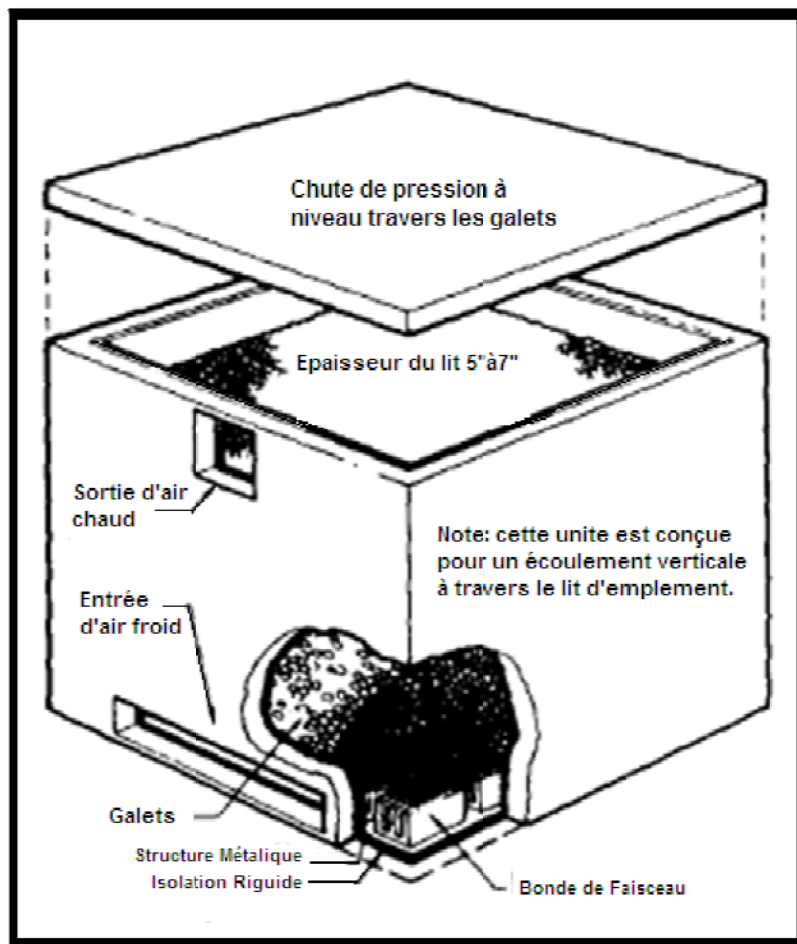


Figure 12. Unité de stockage en lit d'empilement. [6]

Pour un lit de sphères empilées au hasard, Clark [19] recommande une corrélation de Beasley et Clark pour le coefficient de transfert de chaleur h du flux d'air à travers le lit, valide pour des nombres de Reynolds de 10 à 10 000,

$$\frac{h}{c_p G_0} = \frac{2.0}{Re_0 Pr} + \frac{2.301}{Re^{1/2} Pr^{1/2}} \quad (\text{II.39})$$

Où $G_0 = \frac{\dot{m}}{A_0}$, est la vitesse massique superficielle définie comme le taux de flux massique du fluide caloporteur (\dot{m}) circulant à travers le lit par unité de l'aire d'une face (A_0), $Re_0 = \frac{D_s G_0}{\mu}$ et $Pr = \frac{h c_p}{k}$ sont les nombres de Reynolds et Prandtl, respectivement.

D_s est le diamètre des particules de stockage, et μ , c_p et k sont la viscosité, la chaleur spécifique et la conductivité thermique, respectivement, du fluide caloporteur (air).

Pour déterminer la chute de pression dans un lit d'empilement, l'équation développée par Ergun [19] peut être utilisée

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D_s} \right) \frac{\rho V^2}{g_c} \left(\frac{1-\bar{\epsilon}}{\bar{\epsilon}^3} \right) \quad (\text{II.40})$$

Où $\bar{\epsilon}$ est la fraction de vide moyenne, (Fig. 13), et le facteur de frottement est donné par

$$f = \frac{A(1-\bar{\epsilon})}{Re_0} + B \quad (\text{II.41})$$

McDonnell et al proposent les valeurs numériques suivantes pour les constantes A et B

A=180, B=1.80 pour particules lisses,
A=180, B= 4.0 pour particules rugueuses. [19]

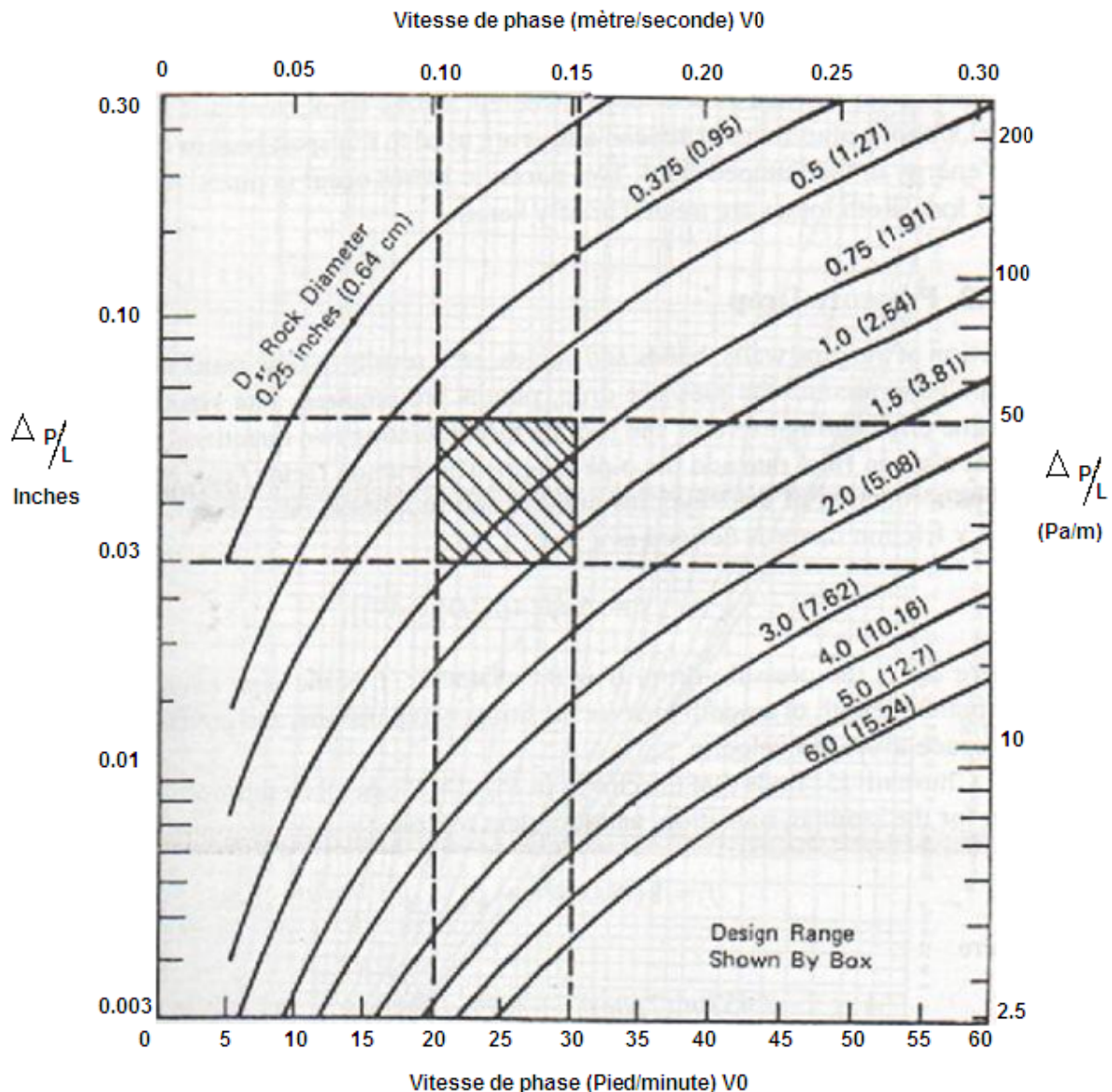


Figure 13. Diagramme de performance d'un lit de pierres. [19]

Donald E. Beasley et al [20], présente l'analyse, avec des résultats expérimentaux, de la réponse transitoire d'un lit fixe pour stockage thermique. L'analyse bidimensionnelle considère à la fois les dispersions thermiques axiale et radiale pour des variations arbitraires de durée et de température radiale à l'entrée. Ils étudient les modes de charge et de récupération. Ils trouvent que les variations spatiales de fraction de vide ont une influence sensible sur la réponse dynamique des températures du fluide et du solide. Un modèle numérique inconditionnellement stable prédit la réponse transitoire bidimensionnelle des phases fluide et solide. On considère l'influence des variations radiales de vitesse, des capacités thermique et des pertes thermiques pariétales. L'analyse est valable pour des fluides à différents nombres de Prandtl.

Des mesures expérimentales de températures dans un lit fixe de sphères uniformes disposées au hasard se comparent favorablement avec des résultats analytiques, pour un large domaine de nombres de Reynolds. Des résultats obtenus dans des lits de cailloux indiquent que l'influence de la distribution des vides dans de tels systèmes est importante.

Waked [21], discute des avantages du stockage de la chaleur sensible utilisant la roche. Une bonne isolation en bois du container avec différentes taille des pierres et différents taux de flux d'air sont utilisés pour étudier les caractéristiques du stockage expérimentalement. Il montre qu'à cause de la température de stratification le long de l'axe de la pile, plus de 60% de l'énergie stockée peut être récupérée à presque la température maximale du stockage, les 20 à 30% restant de l'énergie stockée peut être récupérée à température raisonnable. Il montre aussi que la taille des pierres n'a aucune influence sur les caractéristiques du stockage tant qu'on s'en tient à la région suggérée par Bahadory et Sayigh [22]. Cela montre que l'empilement de pierres peut être utilisé avec succès pour le stockage de l'énergie solaire. Le choix des matériaux doit être basé sur plusieurs critères incluant les propriétés du matériau, le type d'application, espace disponible, le coût, etc.

Saez et McCoy [23] présentent un modèle mathématique pour simuler la réponse dynamique d'une colonne où sont empilées des particules, l'air s'écoulant est fonction du temps. Ils concluent que les caractéristiques comme la dispersion thermique axiale ainsi que la conduction entre les particules sont souvent négligées, mais peuvent avoir une certaine importance dans les applications de l'énergie solaire. Ils montrent que si la valeur du Nombre de Biot est élevée alors les effets de conduction entre les particules ne doivent pas être négligés. Si $Bi \ll 1$, la conduction thermique entre les particules est négligeable à n'importe quelle section droite de la colonne et alors on peut considérer que la température du solide et du fluide est la même (température d'équilibre).

Balakrishnan et Pei [24] décomptent les modes de transfert préexistants dans le lit d'empilement, ils citent (i) le transfert de chaleur par convection des parois du lit d'empilement vers le fluide, (ii) le transfert de chaleur par convection des particules vers le fluide en écoulement à travers le lit, le transfert thermique par conduction des parois du lit vers les particules constituant le lit, (iii) le transfert par conduction entre les particules uniquement entre elles, (iv) le transfert de chaleur radiale et le transfert par mélange de fluide.

Wyman et al [25] mettent en revue les technologies de stockage d'énergie thermique pour des températures de stockage intermédiaires. Ils constatent que le coût total d'une unité de stockage d'énergie thermique est égal à la somme des

coûts liés à l'énergie et ceux liés à la puissance. Les coûts liés à l'énergie incluent le milieu de stockage, le container, l'isolation et autres composants utilisés pour le stockage de la chaleur, alors que l'échangeur de chaleur, les pompes, la plomberie, les fluides caloporteurs dont on a besoin sont inclus dans le coût lié à la puissance. Ils constatent qu'en utilisant l'eau comme matériau de stockage au-dessus de 100°C, le ballon de stockage doit être capable de contenir l'eau à sa pression de vapeur et le coût du ballon de stockage augmente nettement avec la température au-delà de ce point. Les difficultés de la pression d'évaporation de l'eau et les limitations des autres liquides peuvent être évitées en stockant l'énergie thermique en tant que chaleur sensible dans des solides. Mais les volumes de solides demandés par ce stockage, comparé à ceux demandés pour les ballons de stockage d'eau sont plus importants. Le coût du milieu de stockage par unité de coût d'énergie n'est pas aussi faible que celui des ballons de stockage d'eau, mais encore acceptable pour la roche par exemple. On peut aussi minimiser le coût de l'échange de chaleur en maximisant la surface de contact entre les particules solides du milieu de stockage.

Choudhury et al [26] effectuent une étude correspondant à l'optimisation de la conception de l'unité de stockage. En étudiant les paramètres de fonctionnement de cette unité (couplée à des capteurs solaires à air). Les paramètres étudiés sont,

- le temps de charge,
- la dimension du lit (longueur de l'écoulement),
- la section droite du lit,
- la taille des cailloux,
- la vitesse massique de l'air et
- le taux de vide.

Choudhury étudie l'influence de ces paramètres sur l'énergie totale stockée et sur le coût par unité d'énergie stockée dans le lit de galets, pour les conditions climatiques d'hiver de Delhi. Il conclut que le temps de charge optimum pour cette unité de stockage (couplée à un capteur solaire à air) est de 8 heures, ce qui correspond à la période de 8 heures de matin à 16 heures de l'après midi.

La porosité du lit et la taille des pierres influencent significativement sur le coût et les performances de l'unité durant la période de charge. Alors que le minimum du rapport coût journalier par énergie stockée journalière, est observé pour une vitesse massique de l'air dans le lit égale à 100 kg/h m², une longueur du lit de 1m et une section droite du lit de 16m². La température la plus élevée est obtenue pour une vitesse massique inférieure à 100 kg/h m² et une section droite inférieure à 16 m². Cette valeur élevée de la température est obtenue pour une

légère augmentation du rapport (coût/énergie stockée) du système. Cela nous amène à dire qu'en fonction de la température demandée pour l'application considérée, la vitesse massique de l'air et la section droite du lit doivent être programmées pour un rapport (coût/énergie stockée) optimum de l'unité de stockage.

Abbud et al [27] étudient l'application du stockage par lit d'empilement à partir d'un air chauffé avec un champ de capteurs solaires à air. Conventionnellement ce type de système fonctionne à flux d'air constant, Abbud expérimente ce type de système mais avec un fonctionnement dit à température constante. Il réalise une simulation à partir du programme TRNSYS, afin de comparer ces deux systèmes. Pour obtenir les conditions de fonctionnement à température constante, il explique qu'il suffit de travailler à débit d'air variable ce qui stabilise la température à la sortie des capteurs solaires. Le résultat obtenu par Abbud et son équipe confirme l'efficacité d'une telle amélioration du système, parmi ces résultats,

- élimination des fluctuations de température, ce qui nuit au confort dans l'habitat,
- réduction de la taille du milieu de stockage, accessibilité de l'énergie utilisable dans le lit de pierres,
- diminution de l'énergie consommée par la ventilation et du chauffage auxiliaire.

La simulation a été réalisée pour des températures constantes de 40, 50 et 60°C et le système à flux constant fonctionne à une valeur de 49 kg/hr m², et cela à travers 50m² de surface de captation. Pour les conditions de réalisations d'un fonctionnement en température constante à l'entrée du milieu de stockage, Abbud considère que la méthode développée par Wuestling, Klein et Duffie, est applicable si les capteurs fonctionnent à des conditions proches d'une valeur constante du produit $F'L$, (Fig. 14), on voit que lorsque le flux est supérieur à 20 kg/hr m², le produit $F'L$ se rapproche d'une valeur constante égale à environ 0.90. L'intervalle pour le produit $F'L=0.90$ peut s'étaler de [20 – 80] kg/ hr m².

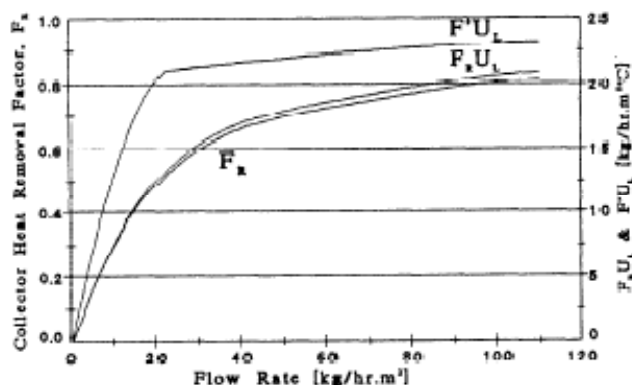


Figure 14. $F'UL$ et F_rUL en fonction du taux de flux des capteurs. [27]

Il en conclut qu'un fonctionnement à température constante de l'air livré au milieu de stockage, à 50°C et 40°C , offre 2 à 12% de plus d'énergie solaire annuelle dans le bâtiment résidentiel que le système conventionnel (fonctionnant à flux constant). Le fonctionnement à température constante à 60°C donne 5% d'énergie solaire utile de moins que le système conventionnel. Il remarque aussi qu'un fonctionnement à température constante de 40 et 50°C , diminue la consommation d'énergie (produite par le chauffage auxiliaire) ainsi que l'énergie électrique consommée par le ventilateur. Il constate aussi que les deux systèmes délivrent de l'air chaud à l'espace de vie à la même température moyenne sur un mois d'environ 37°C à 41°C . À température constante, la structure du milieu de stockage de chaleur en lit d'empilement évite l'apparition de zones froides (une chaleur stockée inaccessible), une température de stratification meilleure, la diminution du volume de stockage d'un cinquième ($1/5^{\text{ème}}$) du volume total.

H. H. Ozturk [28] dans son étude, l'énergie solaire est stockée journalièrement utilisant des matériaux volcaniques avec la méthode de stockage de la chaleur sensible, pour le chauffage d'un tunnel de serre agricole de 120 m^2 . L'unité de collecte de chaleur, externe, consiste en 27 m^2 de capteurs solaires, orientés sud, inclinés d'un angle de 55° . Les dimensions de l'unité de stockage en lit d'empilement de pierres sont de 6 m par 2 m par $0,6 \text{ m}$ d'épaisseur. L'unité de stockage est construite sous terre au centre du tunnel de la serre. Le volume de l'unité de stockage par mètre carré de surface de terre du tunnel est de $0,06 \text{ m}^3$, alors que le volume de stockage par mètre carré de l'unité de collecte de chaleur est de $0,27 \text{ m}^3/\text{m}^2$. L'unité de stockage de la chaleur est remplie avec 6480 kg de matériau volcanique équivalent à $54 \text{ kg}/\text{m}^2$ de matériaux de stockage de chaleur par mètre carré de surface de terrain de la serre. L'analyse de l'énergie et de l'exergie a été appliquée dans le but d'évaluer l'efficacité du système. Durant la période de charge, le taux d'énergie thermique moyen journalier et de l'exergie stockée dans l'unité de stockage thermique est de 1242 et $36,33 \text{ W}$, respectivement. Il a été trouvé que l'efficacité nette de l'énergie et de l'exergie durant la période de charge est de $39,7$ et $2,03\%$, respectivement. Pour la période de déstockage, le taux moyen journalier de recouvrement de l'énergie thermique

et de l'exergie à partir de l'unité de stockage de chaleur est de 601.3 et 20.9 W, respectivement. Les résultats montrent que 18.9% de besoin du chauffage total de la serre est fournie par l'unité de stockage de chaleur.

Le taux de transfert de chaleur exprimé en [W], dans l'étude [28], de l'unité de collecte de chaleur vers l'unité de stockage est calculé pour la période de charge ainsi,

$$Q_t(t) = \dot{n}_1 \rho c_p [T_i(t) - T_o(t)] \quad (\text{II.42})$$

\dot{n}_1 Est le flux d'air exprimé en m^3/s ; T_i et T_o sont les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur exprimé en °K.

Le taux de chaleur emmagasinée dans l'unité de stockage Q_{int} en W, est déterminée en fonction du taux de chaleur transférée vers l'unité de stockage et celui perdu par l'unité, durant la période de charge, ainsi

$$Q_{int}(t) = Q_t(t) - Q_l(t) \quad (\text{II.43})$$

Où Q_l est le taux de chaleur perdu par l'unité de stockage, exprimé en W. Cette quantité de chaleur perdue à partir de la surface totale de l'unité de stockage, peut être formulée ainsi,

$$Q_l(t) = A_s \lambda [T_m(t) - T_s(t)] \quad (\text{II.44})$$

Avec A_s est la surface de l'unité de stockage en m^2 , λ_e est le coefficient de conduction thermique, exprimé en $\text{W}/\text{m K}$; T_m est la température du matériau de stockage, exprimé en °K. La chaleur est transférée par l'unité de stockage vers l'environnement par conduction. Le coefficient équivalent de transfert par conduction est calculé en se basant sur le coefficient de conduction et sur l'épaisseur de l'isolation du matériau ainsi,

$$\lambda_e = \frac{l_1 + l_2}{l_1/\lambda_1 + l_2/\lambda_2} \quad (\text{II.45})$$

L'efficacité énergétique pour la période de charge est définie comme le rapport de la chaleur stockée dans l'unité de stockage par la chaleur transférée par les capteurs solaires, alors l'efficacité énergétique totale durant la période de charge $\eta_{c(total)}$ en (%) peut être formulée ainsi,

$$\eta_{c(total)}(t) = \frac{Q_s(t)}{Q_t(t)} \times 100 \quad (\text{II.46})$$

Lorsque la puissance consommée par le moteur électrique qui est utilisé par les ventilateurs lors du stockage, est pris en considération, l'efficacité énergétique nette devient $\eta_{c(net)}$ en (%),

$$\eta_{c(net)} = \frac{Q_s(t)}{Q_t(t) + \dot{W}_1} \times 100 \quad (\text{II.47})$$

Où \dot{W}_1 représente la puissance du moteur électrique en W.

Le taux de chaleur récupérée à partir de l'unité de stockage durant la période de déstockage Q_d est calculé par

$$Q_d(t) = \dot{n}_2 \rho c_p [T_o(t) - T_i(t)] \quad (\text{II.48})$$

Où \dot{n}_2 est le flux d'air durant la période de décharge, exprimé en m³/s.

T. Ajzoul [29], traite l'étude du fonctionnement d'un stockage thermique, envisagé dans le cas des énergies intermittentes comme l'énergie solaire. En déterminant des lois de commandes sur le débit du fluide à l'entrée du stock, permettant de mieux gérer l'énergie pendant les phases de charge et de décharge. L'étude est envisagée pour deux configurations d'installations solaires, sans et avec recyclage d'air à travers le capteur solaire.

En prenant comme contraintes, des températures à la sortie du stock égales à 30°C et à 40°C. Il montre que pour 30°C, 90% de l'énergie est récupérée ; alors que avec 40°C, il n'est pas possible de récupérer plus de 57% de l'énergie

stockée (l'avantage de ce deuxième cas est que l'énergie est récupérée à un niveau de température supérieur).

Crandall et al [27] [30] présentent un travail de simulation numérique par le logiciel *Simulink*® *Version 3.0*. Ce programme a été validé par des travaux expérimentaux de Casey et al (2001) [30]. Le modèle mathématique utilisé pour la simulation par *Simulink* est inspiré du modèle de Schumann [17], où il suppose les hypothèses de travail suivantes

- (1) Le fluide qui s'écoule à travers le lit est incompressible,
- (2) La température dans le lit et dans le fluide, n'est fonction que de la coordonnée dans le sens de l'écoulement du fluide,
- (3) Le nombre de Biot des galets est suffisamment petit pour que la distribution de la température au sein des galets soit uniforme,
- (4) Le flux de chaleur entre le fluide et les galets est proportionnel à la différence de température entre eux,
- (5) La conduction thermique dans le fluide et entre les galets est négligeable,
- (6) Les propriétés thermo-physiques du fluide et des galets sont constantes.

Le modèle numérique de Mumma et Marvin (1976) [30], [6], est adopté pour le programme de ce travail de simulation [30], il reste basé sur les hypothèses (de (1)-(6)) du modèle de Schumann [17]. Les résultats de Schumann s'accordent avec ceux obtenus par Mumma et Marvin (1976) [30].

Le modèle numérique utilisé se construit en subdivisant le lit de galets en N segments de volume fini, (Fig. 15). Le bilan d'énergie sur un élément de volume différentiel de l'écoulement de l'air à travers un élément de volume m du lit de galets, donne

$$T_{f,m+1} = T_{b,m} + (T_{f,m} - T_{b,m})e^{-\phi_1} \quad (\text{II.50})$$

Où
$$\phi_1 = \frac{h_v AL}{(N \dot{n} c_p)} \quad (\text{II.51})$$

Lof et Hawley (1948) [31] donne une relation pour le coefficient de transfert volumique, h_v

$$h_v = 650 \left(\frac{G}{D} \right)^{0.7} \quad (\text{II.52})$$

Où G représente le flux massique de l'air, et le diamètre sphérique équivalent des galets, D , est égale

$$D = \left(\frac{6M}{\pi n \rho} \right)^{1/3} \quad (\text{II.53})$$

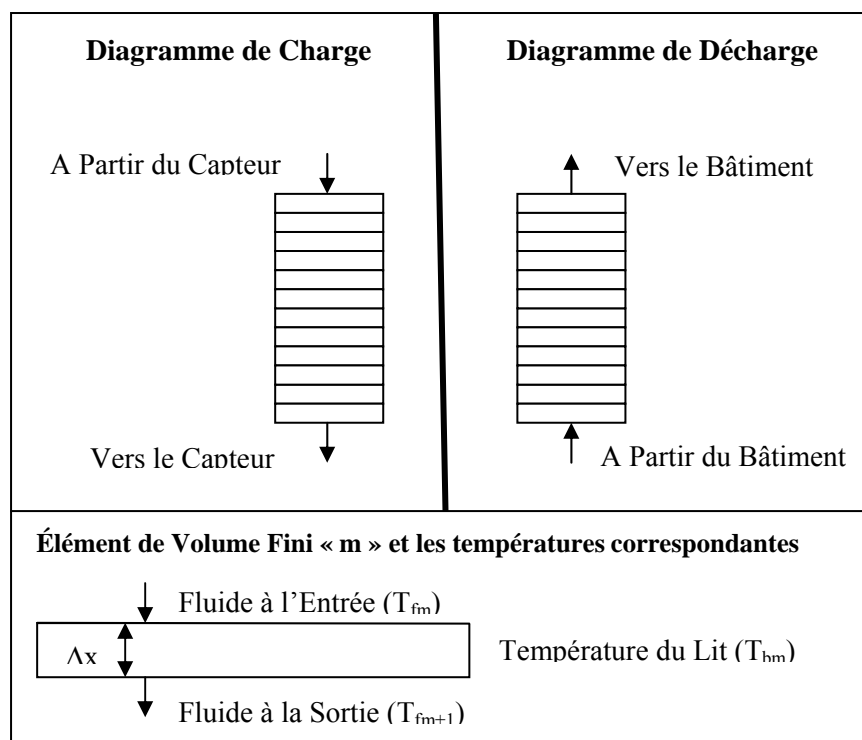


Figure 15. Discretisation du lit d'empilement en volumes finis. [30]

Le résultat de Lof et Hawley[31] est simple et en bon accord avec le travail de Crandall et al [30], Furnas (1932)[32], Chandra et Willits (1981)[33], Sagara et Nakahara (1991) [34] et d'autres, qui ont tous proposé des corrélations pour h_v .

La température des galets dans un élément de volume m est calculée par un schéma numérique itératif dans le temps, aux différences finies, en faisant un autre bilan énergétique sur le lit de stockage, on trouve

$$T_{b,m}(t + \Delta t) = T_{b,m}(t) + [\phi_2(T_{f,m} - T_{f,m+1}) - \phi_3(T_{b,m} - T_a)]\Delta t \quad (\text{II.54})$$

ϕ_2 et ϕ_3 sont des constantes définies comme suit

$$\phi_2 = \frac{\dot{n}c_p N}{[\rho AL(1-\epsilon)c_b]} \quad (\text{II.55})$$

$$\phi_3 = \frac{\phi_2 U_{st} A_{st}}{(\dot{n}c_p)} \quad (56)$$

En négligeant la chaleur perdue vers l'environnement l'équation (II.54) se simplifie à

$$T_{b,m}(t + \Delta t) = T_{b,m}(t) + [\phi_2(T_{f,m} - T_{f,m+1})]\Delta t \quad (\text{II.57})$$

Les paramètres du lit de stockage utilisés pour le cas considéré par Mumma et Marvin (1976), (Tableau 03), sont ceux utilisés dans le travail de simulation de Crandall et al [30].

Paramètres du modèle	Valeurs numériques
-Taux de flux massique	1.4 kg/s
- C_b des galets	0.837 kJ/kg °C
- C_p de l'air	1.012 kJ/kg °C
-Diamètre équivalent du galet	0.025 m
-Densité du galet	2400 kg/m ³
-Section du lit	6.8m ²
-Longueur du lit	2.5m
-Taux de vide	0.4
-Nombre de Biot	0.147
-Nombre de segments dans le lit	15

Tableau 03. Les valeurs des paramètres utilisés au cours de la simulation. [30]

En utilisant les données du Tableau 02, nous obtenons la valeur de $h_v = 2844 \text{ W/m}^3 \text{ K}$. en appliquant la définition du nombre d'unité de transfert (NUT), nous obtenons une valeur de $\text{NUT} = 34,1$. Les calculs effectués sont soumis au critère de $\text{NUT} \sim 10$ ou plus, donné par Huges et al (1976), [6].

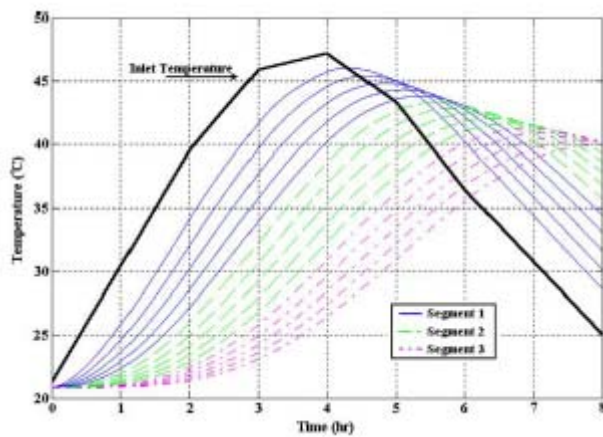


Figure 16. Températures dans un lit standard. [30]

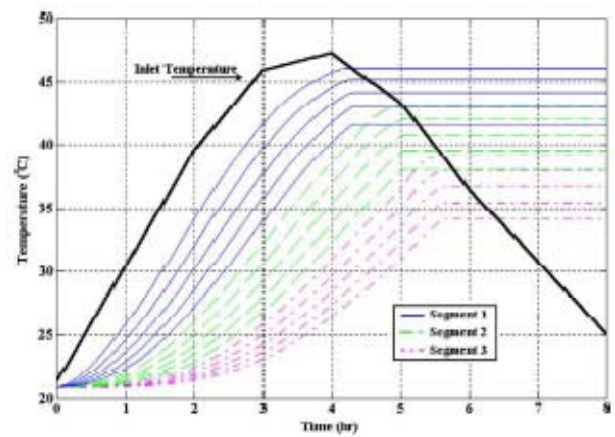


Figure 17. Températures dans un lit segmenté. [30]

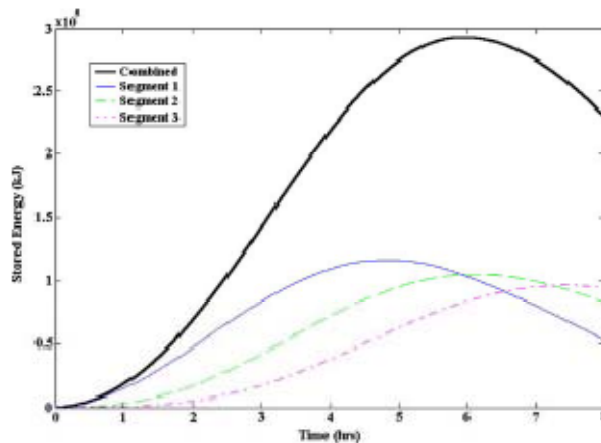


Figure 18. Énergie stockée dans un lit standard. [30]

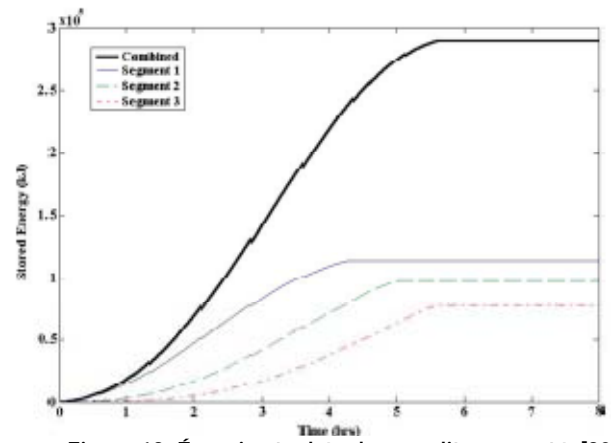


Figure 19. Énergie stockée dans un lit segmenté. [30]

Crandall démontre l'efficacité du stockage par lit d'empilement segmenté, c'est-à-dire divisé en parties indépendantes l'une de l'autre, par rapport au lit conventionnel utilisé entièrement regroupé (Fig. 18 et Fig. 19). Ce type de configuration préserve la stratification dans le lit (Fig. 16, Fig. 17).

Dans l'étude paramétrique de K. Ismail et al [35], ils évaluent les paramètres de fonctionnement du lit du stockage.

i-la chute de pression le long du lit

La chute de pression le long du lit est fonction de la vitesse et de la géométrie mais aussi de la disposition des particules au sein du lit,

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{G^2}{\rho_f d_p} \left[\left(\frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \right) \left(1,75 + 150 \frac{(1-\epsilon)}{Re_p} \right) \right] \quad (\text{II.58})$$

Où Re_p est le nombre de Reynolds modifié défini Gd_p/μ .

ii-le coefficient de transfert thermique entre le fluide et les particules

Pour des particules de grand diamètre, qui sont plus convenables pour les applications de stockage d'énergie, les deux relations de Beek [36] conviennent pour $Re > 40$, et nous pouvons en déduire ainsi le coefficient de transfert thermique (fluide-particule),

$$Nu_p = 3.22 Re_p^{1/3} Pr^{1/3} + 0.117 Re_p^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{II.59})$$

$$Nu_p = 2.42 Re_p^{1/3} Pr^{1/3} + 0.129 Re_p^{0.8} Pr^{0.4} + 1.4 Re_p^{0.4} \quad \text{Valable pour } Re > 40$$

iii-le coefficient de transfert thermique entre la paroi et le fluide

D'après [54] une valeur moyenne est donnée par la corrélation

$$h_w = \left(\frac{\lambda_f}{2\bar{\eta}_0} \right) [2.576 Re^{1/3} Pr^{1/3} + 0.0936 Re^{0.8} Pr^{0.4}] \quad (\text{II.60})$$

iv-le coefficient de transfert global

Le coefficient de transfert global (U_w), est donnée par

$$U_w = \frac{1}{\frac{1}{A_0 h_w} + \frac{\ln \left[\frac{r_0 + e}{r_0} \right]}{2\pi L \lambda_{iso}} + \frac{1}{A_x h_x}} \quad (\text{II.61})$$

Avec $h_x = 1.42\left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{1/4}$, représente le coefficient de transfert thermique entre la couche isolante et le milieu ambiant.

— Le processus de transfert thermique au sein du lit de stockage

Les processus de transfert thermique à travers le lit de stockage, incluent la conduction, la convection et le rayonnement. La conduction en général se déroule à travers les particules solides, et au contact du solide. Le rayonnement entre les surfaces solides, de la convection entre les particules solides et la couche de fluide l'entourant. Ces mécanismes de transfert thermique sont généralement inclus dans un seul paramètre appelé « la conductivité thermique effective », pour le modèle à une seule phase dans la direction axiale, elle est donnée par

$$\frac{\lambda_{efx}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_e^0}{\lambda_f} + 0.5 \text{Pr} \text{Re}_p \quad (\text{II.62})$$

Avec λ_e^0 la conductivité thermique effective calculée à partir de la relation,

$$\frac{\lambda_e^0}{\lambda_f} = \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f}\right)^m \quad \text{Avec } m = 0.280 - 0.757 \log \epsilon - 0.057 \log \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f}\right) \quad (\text{II.63})$$

Dans l'étude d'Ismail et al, ils démontrent l'influence de plusieurs paramètres sur l'énergie stockée au sein du lit.

- L'effet de la variation du débit massique (variation périodique)

La variation du débit massique provoque en conséquent une variation du nombre de Reynolds, du nombre de Nusselt et ainsi la variation des coefficients de transfert thermique (fluide-solide) et (fluide-paroi). L'effet de la variation du débit massique sur l'énergie stockée dépend de la valeur de la capacité thermique volumique du solide. Si celle-ci est faible ($\frac{\epsilon \rho_f c_{pf}}{(1-\epsilon) \rho_s c_{ps}} \ll 1$) alors il y aura une influence plus apparente du débit massique.

- L'effet du type de fluide caloporteur

Le fluide caloporteur déterminera la quantité de chaleur/unité de masse transférée de ou vers lui-même. Les fluides dotés une grande capacité thermique ont le pouvoir de transférer une grande quantité d'énergie et par conséquent ont une période ce charge et de décharge plus courte. Une comparaison entre l'air et l'eau, montre que le rapport entre le temps de charge de l'air par celui de l'eau est égal de 5 à 1.

- L'effet du matériau de stockage

La propriété qui soit significative du comportement thermique du matériau de stockage est la capacité thermique, qui détermine la masse nécessaire pour stocker une certaine quantité de chaleur et la conductivité thermique qui contrôle le temps nécessaire pour une charge (ou décharge) complète du milieu de stockage. Le temps nécessaire pour une charge complète du lit rempli par de la pierre est supérieur à celui d'un lit rempli d'acier.

- L'effet de la variation de la fraction de vide

Pour un lit ayant un certain volume et une certaine valeur de diamètre des particules, il en dérive une certaine fraction de vide qui se forme au sein du lit, à partir de cette dernière nous pouvons déduire la surface superficielle de transfert de chaleur qui s'effectue entre les particules et le fluide par unité de volume et la chute de pression le long de l'axe du lit. Réduire la fraction de vide entraîne une augmentation de la masse des particules présente dans le lit et donc augmente la capacité de stockage thermique du lit, augmentant ainsi la surface de transfert de chaleur et la chute de pression le long de l'axe du lit.

- Les pertes thermiques vers l'extérieur

Les pertes de chaleur à la paroi du lit produisent une réduction de la chaleur stockée, le modèle à une phase utilisé pour la simulation montre que la chaleur perdue produit une diminution de la température sur toute la section considérée. Le modèle à deux phases (où l'on considère le gradient thermique radiale dans le lit) ne présente une légère différence par rapport au modèle à une phase. Le fluide caloporteur influence sur la quantité de chaleur perdue, ainsi pour chaque fluide le nombre de Reynolds est différent de même que le nombre de Nusselt et par conséquent la chaleur transférée vers l'extérieur sera affectée.

Pour cette étude K. Ismail [35], conclue que le modèle à une phase donne des résultats satisfaisant pour le stockage de la chaleur sensible.

Ranjit Singh et al [43], étudie expérimentalement l'influence de la taille et de la forme des éléments matériels utilisés pour l'empilement dans le stockage sur le transfert thermique au sein du lit de stockage. En sachant que de petites tailles de l'ordre de 0.01-0.03mm sont conseillées pour ce type de stockage [6]. Il est remarqué que de grandes tailles des éléments solides diminuent les pertes de pression le long du lit, mais le transfert thermique air-solide diminue également car la surface d'échange thermique devient moindre. R. Singh et al déterminent une corrélation pour le nombre de Nusselt et pour le facteur de frottement au sein du lit de stockage, en faisant varier la sphéricité (Fig. 20) et la fraction de vide des éléments solides constituant le stockage. Le réservoir de stockage est de longueur égale à 1.25m, des thermocouples sont placés à différentes valeurs de sections droites, des débits mètre sont attachés en haut et en bas du lit de stockage ainsi qu'à d'autres niveau du circuit afin d'observer l'écoulement de l'air. En sachant que l'étude expérimentale suivante concerne des éléments solides d'empilement de grandes tailles, R. Singh prend en considération l'effet du gradient de température entre les éléments et ainsi inclut ce phénomène dans le calcul du coefficient de transfert thermique volumique, en utilisant le modèle donné par Sagara et Nakahara [43]. Nous établissons ci-dessous les formules donnant le diamètre équivalent des éléments solides, la fraction de vide et la sphéricité.

$$D_e = \left(\frac{6}{\pi} V_e\right)^{1/3} \quad (\text{II.63})$$

La fraction de vide

$$\epsilon = \frac{V_b - V_s}{V_b} \quad (\text{II.64})$$

La sphéricité

$$\psi = \frac{a_s}{a_e} \quad (\text{II.65})$$

R. Singh et al contribuent à développer les corrélations (Nu, f) , en fonction du nombre de Reynolds de la fraction de vide ainsi que la sphéricité de l'élément

matériel, déterminant le transfert thermique et hydrodynamique au sein d'un lit de stockage de l'énergie solaire pour des éléments d'empilement de forme fortement non sphériques.

$$Nu = 0.437 (Re)^{0.75} (\psi)^{3.35} (\epsilon)^{-1.62} [\exp\{29.03(\log\psi)^2\}] \quad (\text{II.66})$$

$$f = 4.466(Re)^{-0.2}(\psi)^{0.696}(\epsilon)^{-2.945}[\exp\{11.85(\log\psi)^2\}] \quad (\text{II.67})$$

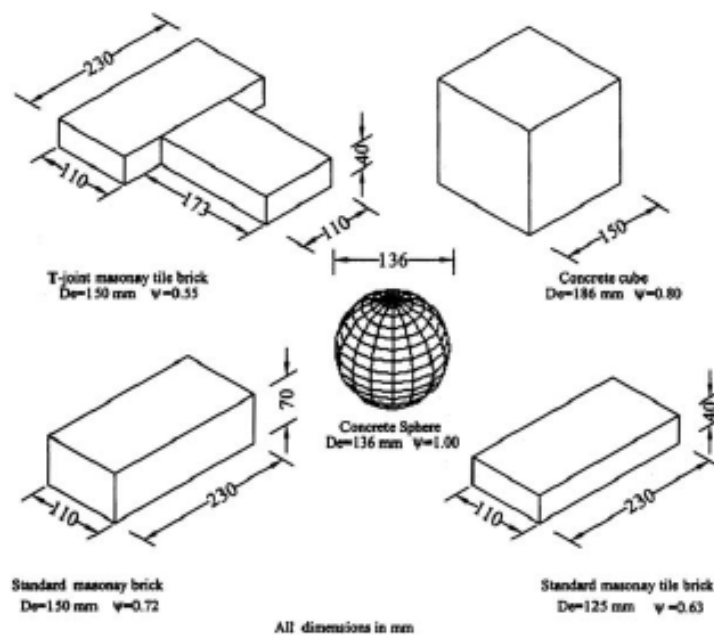


Figure 20. Dimensions, diamètre et sphéricité des éléments étudiés pour [43].

A. Mawire et al [44] étudie le stockage de la chaleur sensible dans un milieu d'empilement de galets où circule de l'huile, la chaleur est captée à partir d'un concentrateur solaire pour une application de four solaire. A. Mawire effectue une simulation par le logiciel Simulink où il simule le fonctionnement du système (capteur solaire-stockage) à débit constant et à température constante à l'entrée du stockage. Il récolte les résultats d'évolution de la température, de l'énergie stockée et les efficacités énergétique et exergetique.

A.Mawire détermine qu'un fonctionnement à température constante parait plus performant qu'un fonctionnement à débit constant, les températures au sein du lit de stockage et sur les différents paliers sont plus élevées, l'énergie thermique stockée est plus importante enfin les efficacités énergétique et exergetique sont plus importantes pour un maximum d'ensoleillement. Pour

différentes valeurs de températures constantes, il remarque que le meilleur rendement énergétique est obtenu pour la plus faible valeur de température constante à l'entrée du stockage. Cela s'explique car pour la plus faible valeur de température le débit correspondant sera plus important en conséquence. Ainsi le transfert thermique augmente au sein du stockage et les pertes thermiques vers le milieu extérieur diminuent. Alors que pour différentes valeurs de débit constant à l'entrée du lit de stockage le rendement énergétique du lit est plus faible pour la plus faible valeur du débit constant à l'entrée du stock.

IV. Conclusion

Le premier travail présenté, étudiant le stockage par empilement de particules solides, est T. E. W. Schumann. Il conclut que la température du solide ainsi que celle du fluide évoluent en fonction du temps et de l'espace (position dans la direction axiale du lit de stockage).

L'étude des travaux ultérieurs, met en évidence des résultats et des conclusions que nous allons prendre en considération pour notre étude.

Chapitre III

Formulation Mathématique

Introduction

Le milieu de stockage comme défini dans le chapitre II, a été étudié expérimentalement ainsi que par simulation ; pour ce faire il a fallu exprimer ce domaine de stockage mathématiquement, le premier travail effectué dans ce sens était celui de T. E. W. Schumann [17]. Dans ce chapitre nous nous consacrer à rassembler différents modèles mathématiques décrivant le lit de stockage par empilement de particules solides, (Fig. 01). Chacun de ces modèles intègre les phénomènes physiques qui présentent la situation physique du problème pris en considération dans le cas milieu de stockage.

La modélisation d'un stockage thermique à lit fixe d'empilement de pierres peut être subdivisée en deux sous groupes. Le premier groupe inclue le modèle des deux phases instantanées liquide et solide qui se confondent. D'où le nom *modèle à phase unique*. Le second groupe inclue le modèle, du lit fixe représenté par deux phases distinctes, solide et fluide, d'où le nom de *modèles à deux phases*.

Pour le deuxième groupe on peut faire mention de trois modèles de base qui représentent le comportement transitoire d'un lit fixe,

- le *modèle de Schumann*,
- le *modèle de phase solide continue*,
- le *modèle dit de dispersion concentrique*, ou les modèles qui prennent en considération le gradient de température entre les particules solides. [35]

I. Modèles mathématiques du lit de stockage

Les lits d'empilement étudiés, sont de géométrie cylindrique, les propriétés thermo-physiques du fluide et des solides sont indépendantes de la température, sans génération d'énergie dans le lit d'empilement, sans réaction chimique, le transfert thermique par rayonnement est négligé, il existe quelques pertes thermiques vers l'extérieur et pas de gradient thermique entre les particules solides excepté dans le cas du dernier modèle nommé le modèle à dispersion concentrique.

I.1. Le modèle à une seule phase

Ces modèles peuvent dériver des modèles à deux phases comme l'ont démontré Vortmeyer et Schaefer [37]. Le modèle à phase unique est utile lorsqu'on étudie un lit fixe qui possède une grande conductivité thermique et capacité thermique comparé au fluide caloporteur. Dans ce cas les températures instantanées des phases fluides et solides sont égales. En présence de la conduction thermique radiale dans le lit, nous pouvons écrire l'équation gouvernant l'échange thermique, dans le cas bidimensionnel

$$\left[(1 - \epsilon)\rho_s c_s + \epsilon\rho_f c_s \right] \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t} + G c_f \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} = \lambda_{\text{efx}} \frac{\partial^2 \bar{\Omega}}{\partial x^2} + \lambda_{\text{efr}} \left[\frac{\partial^2 \bar{\Omega}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial r} \right]. \quad (\text{III.1})$$

Le cas du modèle à une dimension peut être obtenu en négligeant la conduction thermique radiale dans le lit, nous pouvons écrire l'équation globale ainsi,

$$\left[(1 - \epsilon)\rho_s c_s + \epsilon\rho_f c_s \right] \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t} + G c_f \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} = \lambda_{\text{efx}} \frac{\partial^2 \bar{\Omega}}{\partial x^2} + U_w a_w (\bar{\Omega} - \bar{T}) \quad (\text{III.2})$$

Où Ω est la température de phase.

I.2. Le modèle à phase solide continue

Le solide se comporte comme un milieu continu et pas comme un milieu composé de particules indépendantes. Le transfert thermique au sein du lit s'effectue par conduction dans les deux directions axiale et radiale. Les équations de l'énergie pour les deux phases solide et fluide peuvent s'écrire ainsi

$$\epsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + v_\infty \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) = k_{\text{fx}} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + k_{\text{fr}} \left[\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} \right] + h_p a_p (\bar{\theta} - \bar{T}) - U_w a_w (\bar{T} - \bar{T}_0), \quad (\text{III.3})$$

$$(1 - \epsilon) \rho_s c_s \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} = k_{\text{sx}} \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x^2} + k_{\text{sr}} \left[\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial r} \right] + h_p a_p (\bar{T} - \bar{\theta}). \quad (\text{III.4})$$

Le terme à gauche de l'équation (III.1) représente la somme des changements d'enthalpie plus l'enthalpie associée à l'écoulement du fluide dans le volume de contrôle. Le premier et second terme du côté droit de l'équation représente l'échange thermique par conduction dans les directions axiale et radiale du volume de contrôle. Le troisième terme représente l'échange convectif entre les particules et le fluide. Le dernier terme de l'équation (III.1) représente les pertes thermiques de la paroi du stockage vers le milieu extérieur ambiant. Dans l'équation (III.2), le côté gauche représente le taux de variation d'enthalpie du solide dans un volume de contrôle. Le premier terme à droite représente la chaleur de conduction dans la direction axiale dans le volume de contrôle. Le second terme représente la chaleur de conduction dans la direction radiale dans le volume de contrôle alors que le dernier terme représente le transfert par convection entre les particules et le fluide.

Le modèle unidimensionnel peut être facilement déduit des équations (III.1) et (III.2) pour les deux phases solide et fluide, respectivement, en considérant que dans les deux phases la conduction thermique n'a eu lieu que le long de la direction axiale, et la négligeant selon la direction radiale,

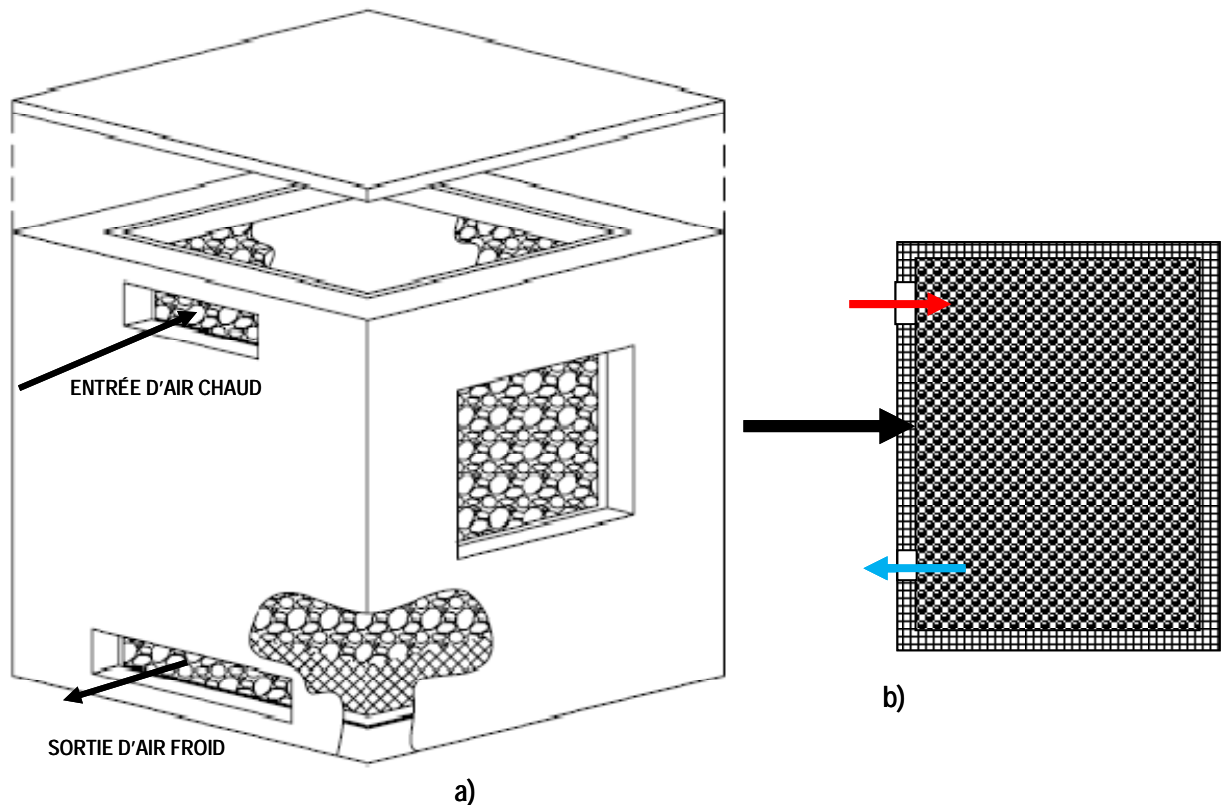


Figure 01. Schéma général d'une unité de stockage à lit fixe a) vue d'ensemble, b) coupe verticale. [6]

$$\epsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + v_\infty \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) = k_{fx} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + h_p a_p (\bar{\theta} - \bar{T}) - U_w a_w (\bar{T} - \bar{T}_0) \quad (\text{III.5})$$

$$(1 - \epsilon)\rho_s c_s \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} = k_{sx} \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x^2} + h_p a_p (\bar{T} - \bar{\theta}). \quad (\text{III.6})$$

I.3. Le modèle de Schumann

Le modèle unidimensionnel de Schumann [17], qui peut être tiré des équations générales (III.1) et (III.2), suppose qu'il n'existe pas de conduction thermique dans la direction radiale, il n'y a pas de conduction thermique dans le fluide ni d'échange de chaleur entre les particules constituant le lit. Ces hypothèses mènent au système d'équations aux dérivées partielles suivant, qui doivent être résolues simultanément. [35]

$$\epsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + v_\infty \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) = h_p a_p (\bar{\theta} - \bar{T}) - U_w a_w (\bar{T} - \bar{T}_0), \quad (\text{III.7})$$

Pour la phase fluide,

$$(1 - \epsilon)\rho_s c_s \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} = h_p a_p (\bar{T} - \bar{\theta}). \quad (\text{III.8})$$

Pour la phase solide.

I.4. Le modèle avec gradient thermique entre les particules solides

Le modèle à dispersion concentrique suppose l'existence d'un gradient de température entre les particules solides constituant le lit d'empilement, sans transfert thermique inter-particules et d'où le gradient de température à la surface des particules va être dû uniquement au transfert thermique entre le fluide et le solide. Si nous considérons le transfert thermique par conduction entre les particules solides, l'équation d'énergie du fluide peut être écrite ainsi

$$\epsilon \rho_f c_f \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + v_\infty \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) = \lambda_{fx} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + h_p a_p (\bar{\theta}_{\bar{\eta}=\bar{\eta}_0} - \bar{T}) - U_w a_w (\bar{T} - \bar{T}_0) \quad (\text{III.9})$$

Alors que pour la phase solide nous pouvons écrire

$$\rho_s c_s \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial t} = k_x \left[\frac{\partial^2 \bar{\vartheta}}{\partial \bar{\eta}^2} + \frac{2}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial \bar{\eta}} \right] \quad (\text{III.10})$$

Où \bar{T} et $\bar{\vartheta}$ sont les températures du liquide et des particules solides, respectivement.

I.5. Conditions aux limites

Les conditions initiales pour chacun des modèles est une température initiale uniforme dans le lit représentée par T_0 . Les conditions aux limites pour tous les modèles, doivent être physiquement équivalentes afin de comparer les résultats obtenus par chaque modèle.

A l'entrée à $t=0$, on impose une température seuil $T_0 \neq T_i^n$, on peut écrire la température du fluide à l'entrée du stock ainsi

$$T_i^n = \tau(\bar{x}, \bar{r}, t) \quad \text{Pour} \quad \bar{x} = 0, 0 \leq \bar{r} \leq \bar{r}_0, t > 0 ; \quad (\text{III.11})$$

Avant d'entrer dans le lit, il n'est pas encore question de phase solide, alors pas question d'échange de chaleur,

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}} = 0, \quad \text{pour} \quad \bar{x} = 0 \quad (\text{III.12})$$

Également, le même raisonnement à la sortie du lit, on peut écrire

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}} = 0, \quad \text{pour} \quad \bar{x} = L \quad (\text{III.13})$$

De même, le fluide à la sortie n'échange pas de chaleur avec le fluide qui le précède et donc,

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} = 0, \text{ pour } \bar{x} = L \quad (\text{III.14})$$

En raison d'une géométrie symétrique, les conditions aux limites le long de la direction axiale, pour le fluide et le solide, sont

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} = 0 \text{ pour } \bar{r} = 0 \text{ et } 0 \leq \bar{x} \leq L \quad (\text{III.15})$$

Et

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{r}} = 0 \text{ pour } \bar{r} = 0 \text{ et } 0 \leq \bar{x} \leq L \quad (\text{III.16})$$

On peut aussi écrire,

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{r}} = 0 \text{ pour } \bar{r} = \bar{r}_0 \text{ et } 0 \leq \bar{x} \leq L \quad (\text{III.17})$$

Et

$$-\lambda_{fr} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} = U_w (\bar{T}_0 - \bar{T}) \text{ pour } \bar{r} = \bar{r}_0 \text{ et } 0 \leq \bar{x} \leq L \quad (\text{III.18})$$

Où U_w est le coefficient de transfert de chaleur global entre le fluide et le milieu extérieur ambiant.

Si nous devons considérer le gradient de température entre les particules du lit, nous devrions introduire deux nouvelles conditions aux limites,

$$\frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial \bar{\eta}} = 0, \text{ pour } \bar{\eta} = \bar{\eta}_0 \quad (\text{III.19})$$

Et

$$\lambda_s \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial \bar{\eta}} = h_p (\bar{T} - \bar{\vartheta}_{\bar{\eta}=\bar{\eta}_0}), \text{ pour } \bar{\eta} = \bar{\eta}_0 \quad (\text{III.20})$$

En supposant la condition d'équilibre thermique entre les particules et l'écoulement du fluide.

II. Modèle numérique Utilisé par Le Logiciel *TRNSYS 16*

Le composant proposé par le logiciel TRNSYS 16, modélise un lit d'empilement de particules solides calibrées (des galets). L'air chaud, généralement le fluide caloporteur, entre dans le lit d'empilement de galets par le haut du lit et transmet la chaleur aux galets. La chaleur ainsi stockée peut être alors déchargée en envoyant de l'air froid par le bas du lit vers le haut. [38]

II.1. Description mathématique du composant « *Type 10* »

a-Modèle mathématique sans conduction axiale

Le stockage thermique dans une pile de pierres peut être décrit par les relations gouvernant le transfert thermique pour l'écoulement d'un fluide dans un lit d'empilement. En négligeant le gradient de température entre les pierres, la conduction axiale et supposant une distribution de l'écoulement uniforme de l'air à travers le lit, les deux équations aux dérivées partielles suivantes décrivent les températures de l'air et celles des pierres en fonction du temps et de l'espace,

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{NUT}{\tau} (T - T_s) \quad (\text{III.21})$$

$$\frac{\partial T_r}{\partial (X/L)} = NUT(T_s - T) - \left(\frac{UPL}{mc_p}\right) (T - T_a) \quad (\text{III.22})$$

Ces équations peuvent être résolues par la méthode des différences finies. Cela entend, une période d'itération très courte et trop de points nodaux sont nécessaires pour maintenir la convergence. D'où l'utilisation de ce modèle pour une simulation pour une période prolongée (chauffage saisonnier ou pour une année), revient relativement chère en terme de coût de calculs.

Les résultats de plusieurs simulatoins de système de chauffage d'air dans lesquels les équations (III.21) et (III.22) ont été utilisés pour décrire le comportement du lit de galets, ont montré que le système de performance dépend étroitement du nombre d'unité de transfert NUT du lit de galets. Pour les valeurs

de NUT supérieures à 10, (qui est généralement une valeur très inférieure aux valeurs rencontrées dans la plupart des configurations) le système de performance est indépendant de NUT, le NUT peut augmenter à l'infini sans affecter les performances du système.

Cette observation indique que le modèle en lit d'empilement de galets, dans lequel $NUT \rightarrow \infty$, peut être applicable dans de nombreux cas. Les équations décrivant les températures de l'air et des galets pour un $NUT \rightarrow \infty$, sont données par

$$-S\rho_s C_s \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{m}c_p \frac{\partial T}{\partial x} + UP(T - T_a) \quad (\text{III.23})$$

$$T_s = T \quad (\text{III.24})$$

Les équations (III.23) et (III.24) peuvent être résolues avec beaucoup moins d'effort de calculs que les équations (III.21) et (III.22).

Pour la conception d'un lit d'empilement de galets dans lequel $NUT > 10$, la solution des équations (III.23) et (III.24) est semblable à celle des équations (III.21) et (III.22), en plus il est possible d'inclure la conduction axiale, puisque ce problème est facilement traité.

b-Problème incluant la conduction axiale

L'équation différentielle des deux températures air et galets (en considérant la conduction axiale et les pertes thermiques vers le milieu environnant), s'écrit

$$-S\rho_r c_r \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{m}c_p \frac{\partial T}{\partial x} + UP(T - T_a) - \lambda S \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (\text{III.25})$$

En vue de résoudre cet équation (III.25), il est intéressant de subdiviser, le lit d'empilement en segments, (Fig. 02).

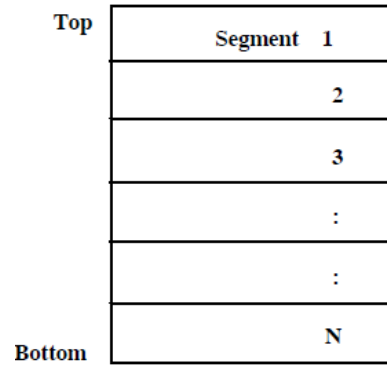


Figure 02. Lit d'empilement divisé en segments. [38]

Développement des équations d'écoulement de l'air vers le bas (à partir du segment 1 vers le segment N)

Pour $i=1$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_1}{dt} = \dot{m} c_p (T_{in} - T_1) + UP \frac{L}{N} (T_1 - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_1 - T_2) \quad (\text{III.26})$$

Pour $i=2, N-1$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_i}{dt} = \dot{m} c_p (T_{i-1} - T_i) + UP \frac{L}{N} (T_i - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_{i-1} - T_i) - \frac{kA}{L/N} (T_i - T_{i+1}) \quad (\text{III.27})$$

Pour $i=N$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_N}{dt} = \dot{m} c_p (T_{N-1} - T_N) + UP \frac{L}{N} (T_N - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_{N-1} - T_N) \quad (\text{III.28})$$

Pour l'écoulement du fluide vers le haut (à partir du segment N vers le segment 1)

Pour $i=N$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_N}{dt} = \dot{m} c_p (T_{in} - T_N) + UP \frac{L}{N} (T_N - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_N - T_{n-1}) \quad (\text{III.29})$$

Pour $i=2, N-1$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_i}{dt} = \dot{m} c_p (T_{i+1} - T_i) + UP \frac{L}{N} (T_i - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_{i-1} - T_i) - \frac{kA}{L/N} (T_i - T_{i+1}) \quad (\text{III.30})$$

Pour $i=1$

$$\frac{V}{N} \rho_r c_r \frac{dT_1}{dt} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) + UP \frac{L}{N} (T_1 - T_{env}) - \frac{kA}{L/N} (T_2 - T_1) \quad (\text{III.31})$$

La valeur $N=5$ est recommandée.

II.2. Modélisation des différents composants utilisés dans le circuit de simulation par *TRNSYS 16*

II.2.1. Le capteur solaire

Ce composant (Type 1a) modélise les performances énergétiques de plusieurs types de capteurs théoriques [38]. La surface totale de captation sera en fonction du nombre de capteurs reliés en série ou en parallèle. Les performances thermiques de la surfaces des capteurs dépendent du nombre de modules en série et de la caractéristique de chacun des modules.

Le modèle suppose que la courbe de l'efficacité en fonction de $\frac{\Delta T}{G^*}$ peut être exprimée par une équation du second degré. Les corrections sont appliquées aux paramètres d'inclinaison, d'interception et de courbure pour tenir compte de la présence d'un échange de chaleur, de capteurs identique en série et le taux d'écoulement, autres que ceux des conditions aux limites.

Il y a quatre possibilités en considérant les effets d'incidence solaire pas normale. Les modes optique 2 et 3 ont besoin de données test pour un seul axe d'angle d'incidence modifiable.

Le mode optique 4 détermine les modifications à partir des propriétés de la couverture. Dans les quatres modes optiques, l'utilisateur doit entrer les données modifiées, à savoir, l'angle d'incidence bi-axiale. Cela sera utile de considérer, les capteurs pas symétrique optiquement sauf pour les tubes à évacuation, si on prend le mode 1, on ne considère pas l'effet d'incidence normale.

a-Description mathématique

L'équation générale de l'efficacité d'un capteur solaire thermique peut être obtenue à partir de l'équation de Hottel-Whillier (Duffie and Beckmann, 1991) [6],

$$\eta = \frac{Q_u}{AG^*} = \frac{\dot{m}C_{pf}(T_{capt,s}-T_{capt,e})}{AG^*} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_{capt,e}-T_a)}{G^*} \quad (\text{III.32})$$

Le coefficient de pertes thermiques U_L n'est pas strictement constant, alors la meilleure expression obtenue, est de tenir compte de la dépendance linéaire de U_L en fonction de $(T_{capt,e} - T_a)$,

$$\eta = \frac{Q_u}{AG^*} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_{capt,e}-T_a)}{G^*} - F_R U_{L/T} \frac{(T_{capt,e}-T_a)^2}{G^*} \quad (\text{III.33})$$

On peut réécrire l'équation (III.33) ainsi

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{G^*} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{G^*} \quad (\text{III.34})$$

L'équation (III.34), représente l'équation générale de l'efficacité d'un capteur solaire thermique utilisé pour le composant « Type 1 ». L'efficacité thermique est définie par les trois paramètres, a_0 , a_1 et a_2 . Ces trois paramètres

sont disponibles pour les capteurs testés par ASHRAE standard et pris en considération par SRCC (ASHRAE, 2003 ; SRCC, 1995). [38]

Dans l'équation (III.34), ΔT est égale à $(T_i - T_a)$. le capteur test donnant la courbe d'efficacité utilise parfois les définitions des différences de température suivantes,

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T = T_{capt,e} - T_a \\ \Delta T_{av} = T_{av} - T_a \\ \Delta T_o = T_{capt,s} - T_a \end{cases} \quad (III.35)$$

La première formulation, de l'équation (III.35), est en générale préférée en US, alors que la seconde est utilisée dans la plupart des documents Europeens. L'équation (III.33) peut utiliser chacune de ces définitions et on peut ainsi définir les coefficients a_0 , a_1 et a_2 d'après la différence de température choisie. Si les coefficients sont donnés en termes de température moyenne ou de sortie, les facteurs de correction sont appliqués. Ces facteurs de correction sont dérivés à partir de la courbe linéaire de l'efficacité (éq. (III.32)), alors l'équation (III.33) doit en premier lieu être convertie à cette forme par quelques manipulations mathématiques. Le premier coefficient modifié de l'efficacité d'un capteur est défini ainsi,

$$U'_L = U_L + U_{L/T}(T_i - T_a) \quad (III.36)$$

Nous avons alors,

$$\eta = \frac{Q_u}{A I_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (III.37)$$

Les facteurs de correction sont donnés par (Duffie et Beckmann, 1991, [6])

$$\begin{cases} F_R(\tau\alpha) = F_{av}(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} c_{pf}}{\dot{m}_{test} c_{pf} + \frac{F_{av} U'_L}{2}} \right) \\ F_R U'_L = F_{av} U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} c_{pf}}{\dot{m}_{test} c_{pf} + \frac{F_{av} U'_L}{2}} \right) \end{cases} \quad (III.38)$$

$$\begin{cases} F_R(\tau\alpha) = F_o(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} c_{pf}}{\dot{m}_{test} c_{pf} + F_o U_L'} \right) \\ F_R U_L' = F_o U_L' \left(\frac{\dot{m}_{test} c_{pf}}{\dot{m}_{test} c_{pf} + F_o U_L'} \right) \end{cases} \quad (\text{III.39})$$

b-Corrections pour une courbe d'efficacité idéale

Les corrections analytiques sont appliquées aux paramètres des capteurs pour tenir compte,

- Du fonctionnement à des taux d'écoulement autres que les valeurs des conditions test,
- N_s capteurs identiques montés en série,
- Incidence solaire autre que normale.

Ces modifications sont soulignées dans [6], et résumées ainsi,

— Correction du débit d'écoulement

Afin de prendre en compte les conditions, lorsque le capteur fonctionne avec d'autres valeurs du débit d'écoulement que celles utilisées comme valeur teste, chacun des $F_t(\tau\alpha)_n$ et $F_t U_L'$ sont corrigés pour être pris en compte dans le calcul de F_t . Le rapport r_1 avec lequel ils sont corrigés est donné par,

$$r_1 = \frac{F_R U_L' |_{\text{utilisé}}}{F_R U_L' |_{\text{test}}} = \frac{F_R(\tau\alpha)_n |_{\text{utilisé}}}{F_R(\tau\alpha)_n |_{\text{test}}} = \frac{\frac{\dot{m} c_{pf}}{AF' U_L} \left(1 - e^{-\frac{AF' U_L}{\dot{m} c_{pf}}} \right) \Big|_{\text{utilisé}}}{\frac{\dot{m}_{test} c_{pf}}{AF' U_L} \left(1 - e^{-\frac{AF' U_L}{\dot{m}_{test} c_{pf}}} \right) \Big|_{\text{test}}} \quad (\text{III.40})$$

Pour utiliser cet équation (III.40), il est nécessaire d'estimer $F' U_L$. Cette quantité peut être calculée à partir des conditions testes,

$$F'U_L = \frac{\dot{m}c_{pf}}{A} \ln \left(1 - \frac{F_R U_L' A}{\dot{m}c_{pf}} \right) \quad (\text{III.41})$$

— Les capteurs en série

Chacun de $F_t(\tau\alpha)_n$ et $F'U_L$ sont analytiquement modifiés pour tenir compte des capteurs solaires montés en série. Le rapport r_2 avec lequel ils sont corrigés est,

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{AF_R U_L'}{\dot{m}c_{pf}} \right)^{N_s}}{N_s \frac{AF_R U_L'}{\dot{m}c_{pf}}} \quad (\text{III.42})$$

— Modificateur d'angle d'incidence (Incidence Angle Modifier I.A.M)

Les testes sur capteur sont généralement effectués sur une journée claire à incidence normale, dont le produit transmittance absorptivité $(\tau\alpha)$ est proche de la valeur trouvée pour une incidence normale du rayonnement solaire, $(\tau\alpha)_n$. Par définition, $(\tau\alpha)$ est le rapport entre le rayonnement absorbé total par le rayonnement incident. Ainsi, l'expression générale de $(\tau\alpha) / (\tau\alpha)_n$ est,

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{G_b \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (\text{III.43})$$

Pour les capteurs plans, $\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}$ peut être approximé par les résultats teste de ASHRAE (ASHRAE 2003) comme,

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)^2 \quad (\text{III.44})$$

c- Les modes optiques TYPE 1

Cinq (5) modes optiques peuvent être sélectionnés pour les données d'entrée du IAM,

- Mode optique 1 : IAM parfait, $\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1$ pour tout angle d'incidence
- Mode optique 2 : l'utilisateur spécifie les valeurs de b_0 et b_1 dans l'équation (III.44).
- Mode optique 3 : les valeurs de $\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}$ en fonction de θ , sont fournies dans un fichier externe mais le capteur est supposé être symétrique donc juste une direction est fournie dans le fichier de données.
- Mode optique 4 : la fonction routine TAU_ALPHA (voir [38]), est utilisée pour estimer l'angle d'incidence modifié d'un rayonnement en fonction de l'angle d'incidence et des propriétés de la couverture.
- Mode optique 5 : les valeurs $\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}$ en fonction de θ sont introduites à partir d'un fichier externe pour les directions longitudinales et transversales.

Les modificateurs d'angle d'incidence du ciel $\frac{(\tau\alpha)_s}{(\tau\alpha)_n}$, et celui de la terre $\frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}$, sont déterminés dans les modes (2-4) en définissant les angles d'incidence pour le rayonnement direct qui donne la même transmittance que pour le rayonnement diffus [9][6]. Les angles d'incidences effectives, le rayonnement diffus du ciel et celui réfléchi par la terre sont,

$$\begin{aligned}\theta_{sky} &= 59.68 - 0.1388\beta + 0.001497\beta^2 && \text{(en degré)} \\ \theta_{gnd} &= 90.00 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2 && \text{(en degré)}\end{aligned}$$

— Fichiers de donnée externe

Le *Type1* peut optiquement lire les données IAM à partir de fichier de données externe. Ces données sont lues et interpolées par des sous-routines DYNAMICDATA [38]. Les données consistent entre 2 à 10 valeurs du IAM.

II.2.2. Le ventilateur à vitesse variable « *Type111* »

Le *Type111* modélise un ventilateur qui soit capable de tourner à n'importe quelle vitesse entre 0 (arrêt complet) et sa vitesse maximale considérée. Lorsque le flux de masse de l'air circule à travers le ventilateur, celui-ci est directement connecté au signal de contrôle. La puissance délivrée par le ventilateur pour faire circuler l'air va être une expression polynomiale du signal de contrôle. Comme pour la plupart des pompes et des ventilateurs de *TRNSYS*, le *Type 111* prend le flux de masse comme une donnée d'entrée. [38]

a-Description mathématique

Comme données d'entrée, le *Type 111* prend en considération la pression de l'air, la température, l'humidité relative et le taux d'humidité absolue. En fonction du mode opératoire du *Type 111*, le modèle ne prend en considération que l'humidité relative ou le taux d'humidité.

Si le ventilateur reçoit un signal ON, à partir du signal de contrôle ; la puissance délivrée par le ventilateur peut être calculée ainsi,

$$\dot{P} = \dot{P}(a_0 + a_1\gamma + a_2\gamma^2 + a_3\gamma^3 + a_4\gamma^4 + \dots) \quad (\text{III.45})$$

À partir de cette relation, nous pouvons obtenir l'énergie transférée à l'écoulement de l'air à travers le ventilateur, et elle s'écrit ainsi,

$$\dot{Q}_{air} = (\eta_{motor} + (1 - \eta_{motor})f_{motorloss})\dot{P} \quad (\text{III.46})$$

Où η_{motor} est l'efficacité du moteur et $f_{motorloss}$ représente une valeur entre 0 et 1, qui détermine si le moteur cause une augmentation de la température lors de l'écoulement de l'air à travers le ventilateur ; ou si il cause une augmentation de la température de l'air ambiant au ventilateur.

L'énergie transférée par le moteur du ventilateur vers le milieu ambiant, s'écrit,

$$\dot{Q}_{ambient} = \dot{P} - \dot{Q}_{air} \quad (\text{III.47})$$

Le taux de flux massique de l'air s'écoulant à travers le ventilateur quel que soit le temps, est linéairement relié au signal de contrôle, ainsi,

$$\dot{n} = \dot{n}_{rated} \gamma \quad (\text{III.48})$$

L'enthalpie de l'air à la sortie du ventilateur peut être calculée par,

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{Q}_{air}}{\dot{n}_{air}} \quad (\text{III.49})$$

Enfin, l'augmentation de la pression au sein du ventilateur sera ajoutée à la pression d'entrée de l'air, et les PSYCHROMETRICS routine seront appellées afin de calculer les propriétés de l'air à la sortie (température, taux d'humidité et l'humidité relative). Le taux d'humidité absolue de l'air sortant est inchangé lors du passage de l'air à travers le ventilateur ($\omega_{in} = \omega_{out}$).

Le composant « *Type 111* », sera utilisé au cours de la simulation, afin d'accélérer, l'air circulant à travers les capteurs solaires, vers le milieu de stockage par lit d'empilement de galets.

III. Présentation du logiciel *RETScreen international*

Le logiciel d'analyse de projets d'énergies propres *RETScreen International*, peut être utilisé partout dans le monde pour évaluer la production énergétique, le coût sur le cycle de vie et les réductions d'émissions de gaz à effet de serre pour différentes technologies d'efficacité énergétique et d'énergies renouvelables.

Le logiciel *RETScreen* a été conçu afin de surmonter les obstacles à l'implantation de technologies d'énergies propres lors des étapes préliminaires d'analyse de faisabilité. Il fournit une méthodologie fiable pour comparer les technologies conventionnelles et d'énergies propres. L'analyste de projet peut alors se concentrer sur l'étude de préfaisabilité au lieu de développer sa propre

méthodologie. Grâce aux données minimales qui sont requises et aux bases de données météorologiques et de produits inclus dans le logiciel, des résultats précis sont obtenus rapidement, pour le dixième du coût d'une analyse de préfaisabilité faite avec des méthodologies développées et personnalisées en fonction des besoins. Ceci permet d'évaluer plusieurs projets potentiels et d'identifier les projets les plus prometteurs qui pourraient être réalisés. Cela permet aussi le partage d'information par le biais d'une plate-forme normalisée et reconnue à l'échelle internationale.

Le logiciel *RETScreen* est basé sur la comparaison entre un « cas de référence », généralement la technologie ou la solution conventionnelle, et un « cas proposé », c'est-à-dire la technologie d'énergies propres. *RETScreen* fait peu de cas en utilisant des coûts absolus, mais s'intéresse plutôt aux coûts incrémentaux, c'est-à-dire les coûts supplémentaires au cas proposé. L'utilisateur peut entrer directement les coûts incrémentaux ou bien entrer le coût total associé au cas proposé ainsi que tous les crédits qui découlent des coûts rendus inutiles par le remplacement de la technologie de base. Dans le modèle *RETScreen*, les avantages énergétiques sont les mêmes pour le cas de référence et le cas proposé. D'un autre côté, les coûts ne seront pas les mêmes pour le cas de référence et le cas proposé : Normalement, le projet proposé aura des coûts d'investissement plus élevés et des coûts annuels plus bas. Par conséquent, la tâche d'analyse de *RETScreen* est de déterminer si le solde des coûts et des économies sur toute la durée de vie du projet en fait une proposition financièrement intéressante. L'analyse *RETScreen* des réductions d'émissions de gaz à effet de serre s'inspire de cette approche en calculant la réduction d'émissions de gaz à effet de serre associée au changement de technologie, du cas de référence au cas proposé. [39]

III.1. Bases de données internationales pour les projets d'énergies propres *RETScreen*

Le logiciel *RETScreen* utilise comme valeurs d'entrée des données météorologiques et de performance de produits pour faciliter la détermination de la quantité d'énergie propre qui peut être produite (ou économisée), ou calculer d'autres paramètres importants comme les charges de chauffage.

La collecte de ces données pour un projet unique peut prendre beaucoup de temps et être très coûteuse. Avec le concours de ses partenaires, *RETScreen International* a développé une série de bases de données pour faciliter la mise en œuvre de projets d'énergies propres à travers le monde. Cependant, l'utilisateur peut à tout moment entrer des données en provenance d'autres sources lorsque c'est nécessaire. L'origine des données météorologiques utilisées dans *RETScreen*,

est soit les données de stations météorologiques de surveillance au sol, (Fig. 03), soit les données-satellite de la NASA, qui fournissent toutes deux, des données pour l'ensemble de la planète.



Figure 03. Localisation des stations de surveillance au sol utilisées par RETScreen. [39]

III.2. Modèle *RETScreen* pour Projets de chauffage solaire de l'air

Le modèle *RETScreen* pour projets de chauffage solaire de l'air permet d'évaluer les projets de chauffage solaire de l'air allant des grands systèmes industriels aux systèmes résidentiels de petite taille, et ce dans le monde entier. Il peut aussi servir à évaluer les applications de chauffage de l'air pour des procédés, tel que le séchage des récoltes. Les systèmes de chauffage solaire de l'air peuvent économiser l'énergie traditionnelle de trois façons, selon l'application considérée:

- capture de l'énergie solaire par chauffage solaire actif de l'air pour bâtiments et procédés;
- récupération des déperditions thermiques du mur le plus ensoleillé (c.-à-d. face à l'équateur), la chaleur perdue à travers ce mur étant transmise à l'air de ventilation puis réinjectée dans le bâtiment; et
- déstratification des températures dans les bâtiments industriels à haut plafond.

Le modèle *RETScreen* pour projets de chauffage solaire de l'air contient six feuilles de calcul, Modèle énergétique - Ressource solaire - Analyse des coûts -

Analyse des réductions d'émissions de gaz à effet de serre (Analyse des GES) - Sommaire financier et Analyse de sensibilité et de risque (Sensibilité).

Pour aider l'utilisateur à caractériser un système de chauffage solaire de l'air avant d'en évaluer le coût et la performance énergétique, certaines valeurs sont suggérées pour le dimensionnement des composants, la surface des capteurs solaires suggérée. Les valeurs suggérées ou estimées sont basées sur les données entrées par l'utilisateur et peuvent être utilisées en première analyse. Elles ne représentent pas nécessairement des valeurs optimales.

Le transfert de chaleur dans un système de chauffage solaire de l'air est relativement complexe. Il dépend de l'ensoleillement, de la température et de la vitesse du vent à proximité du système. La plupart des outils d'analyse de systèmes de chauffage solaire de l'air sont basés sur des simulations horaires afin de pouvoir suivre les changements de conditions de température et d'ensoleillement. L'approche de *RETScreen* est différente et permet d'évaluer les performances sur une base mensuelle, de manière à fournir rapidement des résultats pour un minimum d'informations. Cette approche est suffisante pour l'étape de préfaisabilité dans le développement d'un projet.

L'application du chauffage solaire de l'air en milieu commercial ou résidentiel bénéficie des deux modes d'économie d'énergie suivants, l'énergie solaire directement captée par le système solaire et la récupération des pertes thermiques à travers l'enveloppe du bâtiment. Comme plusieurs hypothèses simplificatrices sont introduites, le modèle *RETScreen* pour systèmes de chauffage solaire de l'air présente certaines limitations

- Le modèle de ventilation n'incorpore pas une analyse détaillée de la consommation d'énergie du bâtiment existant ni de son système de chauffage d'appoint. L'approche proposée demande ainsi beaucoup moins de données d'entrée et rend l'analyse plus facile pour les utilisateurs. La précision du modèle est très peu affectée par cette simplification.
- Le modèle n'inclut pas les technologies avancées de récupération de chaleur sur air extrait. Ainsi, le modèle peut sous-évaluer les économies d'énergie potentielles qu'une combinaison récupération d'énergie sur air extrait/système solaire pourrait créer.
- Le modèle est spécifique à la technologie Solarwall® développée par Conserval Engineering et ne modélise pas les autres systèmes de chauffage solaire de l'air qui pourraient être disponibles sur le marché.
- Finalement, le modèle suppose que les bâtiments industriels ont un système de ventilation équilibré (c.-à-d. qu'il y a autant d'air extrait que

d'apport d'air neuf) pour le calcul des économies par déstratification de l'air.

Pour la majorité des applications, ces limitations sont sans conséquences.

III.3. Modèles mathématiques adoptés pour les paramètres de simulation par *RETScreen*

L'énergie solaire incidente sur un capteur incliné doit être calculée à partir de données fournies par l'utilisateur, à savoir l'ensoleillement solaire quotidien sur une surface horizontale et un coefficient caractérisant l'opération du système. L'énergie saisie par le capteur solaire est calculée en multipliant l'ensoleillement incident sur le plan du capteur par un rendement moyen de capteurs. Cependant, seulement une partie de l'énergie solaire captée sera utilisée. [39]

a-Énergie solaire incidente totale

Pour chaque mois i , la quantité totale d'énergie solaire disponible au niveau du capteur solaire, $G_{capt,i}$ est calculée. Cette valeur est obtenue à partir de la moyenne quotidienne de l'énergie solaire incidente sur le plan du capteur $G_{inci,i}$, de la surface du capteur A_{capt} et du mode d'exploitation du système solaire du chauffage de l'air $f_{marche,i}$

$$G_{capt,i} = G_{inci,i} A f_{marche,i} \quad (\text{III.50})$$

L'ensoleillement incident sur le plan du capteur $G_{inci,i}$ est obtenu à partir du rayonnement quotidien sur l'horizontale $G_{horiz,i}$ (entré par l'utilisateur), en utilisant l'algorithme de Liu et Jordan (voir Duffie et Beckman, 1991 [6]). La valeur du coefficient d'exploitation $f_{marche,i}$ montre l'importance du mode d'opération du système solaire sur le résultat des économies totales d'énergie. Il est calculé à partir de :

$$f_{marche,i} = n_{jours,i} f_{syst,i} \frac{h_{marche,jour}}{h_{soleil,i}} \frac{d_{marche}}{7} \quad (III.51)$$

Où $n_{jours,i}$ est le nombre de jours du mois i , $f_{syst,i}$ est la portion d'utilisation du système dans le mois, indiquant combien de jours dans ce mois le système sera réellement utilisé (entrée par l'utilisateur), $h_{marche,jour}$ est le nombre d'heures d'utilisation pendant les heures d'ensoleillement, $h_{soleil,i}$ est le nombre d'heures d'ensoleillement par jour pour le mois i , et d_{marche} est une valeur, entrée par l'utilisateur, qui correspond au nombre de jours d'utilisation par semaine.

b-Rendement moyen des capteurs solaires

On utilise l'énergie solaire incidente sur le plan d'un capteur solaire à micro-perforations pour chauffer ou préchauffer l'air (l'énergie est calculée par l'équation (III.50)). Le rendement d'un capteur solaire micro-perforé dépend de plusieurs variables : les plus importantes sont le débit de l'air à travers le capteur solaire et la vitesse du vent à la surface de celui-ci. (Fig. 04).

La courbe de rendement d'un capteur solaire perforé (Fig. 04) est décrite en détail dans le rapport de l'Agence Internationale de l'Énergie (IEA) : *Solar Air Heating Systems* (voir International Energy Agency, 1999) [39]. La courbe de rendement peut être établie à partir d'un bilan énergétique du capteur. Si \dot{m}_{capt} est le débit d'air à travers le capteur solaire et v'_{vent} la vitesse du vent à la surface du capteur, le rendement du capteur solaire η est donné par

$$\eta = \frac{\alpha}{\left(1 + \frac{\left(\frac{20 v'_{vent}}{\dot{m}_{capt}} \right)^2 + 7}{\dot{m}_{capt} \rho c_p (1 - 0,005 \dot{m}_{capt})} \right)} \quad (III.52)$$

Où α est le coefficient d'absorption de la surface du capteur solaire, ρ est la masse volumique de l'air (supposée constante et égale à 1,223 kg/m³), et C_p est la capacité calorifique de l'air (supposée constante et égale à 1,005 kJ/kg-°C).

Pour les besoins de l'analyse *RETScreen*, une corrélation a été faite entre la vitesse moyenne mensuelle du vent à la surface du capteur solaire v'_{vent} et la vitesse moyenne mensuelle d'écoulement libre du vent v_{vent}

$$v'_{vent} = 0,35 v_{vent}$$

Le facteur de correction de la vitesse du vent est une valeur arbitraire qui ne tient pas compte de l'orientation du bâtiment ni d'éventuels obstacles l'abritant du vent. [39]

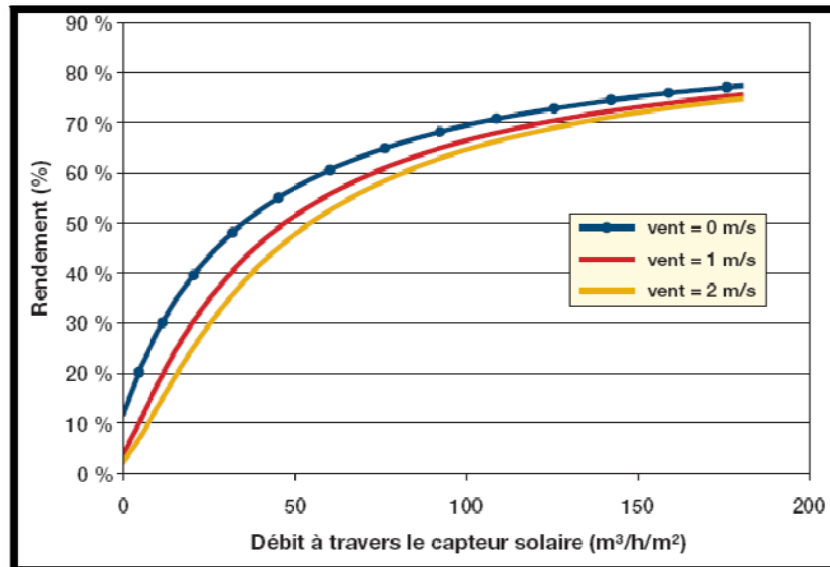


Figure 04. Courbe de rendement d'un capteur solaire en fonction du débit qui le traverse par unité de surface. [39]

IV. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait un tour d'horizon sur les différents modèles qui seront pris en considération au cours du travail de simulation qui doit être présenté ci-après.

Dans la première partie de ce chapitre nous avons rassemblé tous les modèles, trouvés dans la littérature, pour la description mathématique du lit de stockage par empilement de galets. Ainsi que le modèle proposé par le logiciel TRNSYS, celui-ci sera le modèle adopté pour notre travail.

Dans la seconde partie de ce chapitre, nous avons décrit mathématiquement les différents composants utilisés pour la simulation par logiciel TRNSYS. Nous avons aussi proposé une brève présentation du logiciel

RETScreen, qui sera utilisé afin d'estimer le dimensionnement de la surface de captation ainsi que des besoins en chaleur pour une résidence.

Chapitre IV
Simulation Numérique

Introduction

Afin d'étudier le stockage thermique au sein d'un lit d'empilement de pierres, nous disposerons du logiciel TRNSYS Version 16, qui comporte dans ces nombreux composant mathématique, le modèle du stockage thermique à lit d'empilement de galets, ce modèle assemblé à une surface de captation et à un système de ventilation, nous permettra d'effectuer une simulation qui nous aidera à identifier le comportement thermique de ce type de milieu de stockage.

TRNSYS est l'abréviation de « TRaNsient System Simulation ». C'est un logiciel modulaire de simulation, conçu pour des modèle de simulation quasi-stationnaire. Ce programme a été développé à l'Université du Wisconsin par les membres du laboratoire « Solar Energy » [40]. Le code source de TRNSYS est écrit en Fortran-77. Le programme est constitué à partir de plusieurs sous-routines qui modélisent les composants en sous-systèmes. Les modèles mathématiques des composants sont donnés en terme d'équations ordinaires différentielles ou algébriques. Avec le programme TRNSYS, nous avons la capacité d'interconnecter des composants et ainsi constituer un circuit, modélisant une installation réelle.

I.Présentation du système de simulation étudié

Dans ce qui suit nous allons procéder à la simulation d'une installation qui prend en circuit des capteurs solaires plans à air, reliés en série, constituant ainsi une surface de captation de quelque mètre carré, ces derniers seront connectés à un système de ventilation qui a pour but d'accélérer l'air en circulation. Chauffé par les capteurs solaires, cet air sera ensuite intégré au sein du milieu de stockage.

Le chapitre suivant comporte deux simulations, par deux logiciels différents, le *RETScreen international* et le *TRNSYS 16*. Le but de ce travail étant de stocker la chaleur sensible dans un milieu d'empilement de particules solides de dimensions moyennes (1-5cm), pour une application visant le chauffage de résidence.

Nous effectuerons en premier lieu, une estimation des besoins en chaleur consommés par une résidence individuelle. Cette estimation est faite par le logiciel *RETScreen International* qui nous donne des résultats sous forme de feuilles Excel. Celui-ci compare un cas de référence (énergie conventionnelle) au cas proposé (énergie solaire). En adaptant le modèle aux données climatiques désirées, ce logiciel nous offre une étude de pré-faisabilité d'un projet solaire, qui aide à la décision de faisabilité du projet.

En deuxième lieu, nous utiliserons les résultats de la première simulation pour les intégrer aux cas de simulation étudié par le logiciel *TRNSYS 16*. Le second travail de simulation aura pour but d'assembler, et la captation de l'énergie solaire sous forme thermique et son stockage dans le milieu choisi.

La construction de l'installation énergétique à étudiée par le logiciel *TRNSYS 16*, s'effectue sur une fenêtre graphique appelée « Simulation studio », elle représente un panneau d'assemblage où l'on construit le circuit à étudier, à partir des composants (modèles) disponibles, appelés «Type». Les composants sont soigneusement choisis et reliés, l'un à l'autre, à partir d'interconnexions, celles-ci doivent être définies suivant les conditions aux limites existantes entre chaque deux composants successifs. Un schéma d'assemblage des éléments constituant le système que nous allons étudier, est représenté. (Fig. 01). Le schéma de simulation, commence par un composant servant à lire des données fournies par un fichier externe, sous format TMY, qui constituent les conditions climatiques auxquelles sera soumis le système à étudier. Le logiciel *TRNSYS*

possède ces données sous forme de fichiers externes appelés « Weather », pour certaines villes des cinq continents.

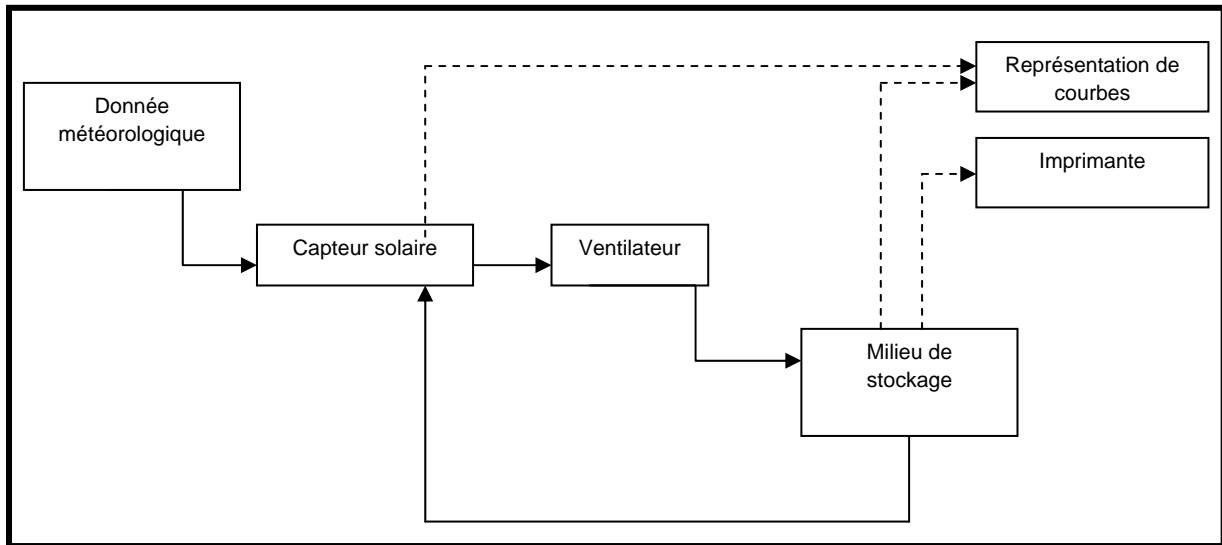


Figure 01. Schéma de fonctionnement du cas étudié par le logiciel *TRNSYS 16*. [24][40]

I.1. Les données météorologiques TMY

Les conditions météorologiques et les besoins peuvent être considérés comme des fonctions repères pour l'ensemble des équations décrivant le système. Sachant que les besoins sont fonction de la météo, pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. Les données météorologiques, incluent le rayonnement solaire, la température ambiante, et la vitesse du vent, qui influencent sur le rendement des capteurs solaires. [6]

La plus part des simulations, se font avec des données météorologiques collectées précédemment, et il est indispensable de sélectionner un ensemble de données afin de l'employer dans la simulation. Pour l'étude des processus dynamiques, des données de quelques jours voir un week-end peuvent être adéquate si elles remplissent les conditions qui nous intéressent.

A des fins d'étude d'une installation, il sera plus intéressant d'utiliser la totalité des données sur une année ou sur une saison si le processus est saisonnier, des données sont disponible sur plusieurs années en se qui concerne certaines stations, Klein (1976) a développé le concept « Design Year », il utilise les données de la saison de chauffage pour 9 mois sur 8 ans. Pour chacun des

mois (les mois de Janvier), le mois est sélectionné pour qu'il soit à un maximum d'irradiations sur 8 années en moyenne. Une température mensuelle moyenne prise comme critère secondaire est nécessaire. L'ensemble des mois sélectionnés sont utilisés en tant qu'année conceptuelle « Design Year ». La sélection du « Design Year » est évaluée par simulation. Le tableau 01 montre les résultats de cette dernière procédure et indique la fraction annuelle des besoins en chauffage, apportée par l'énergie solaire de deux surfaces différents de capteurs solaires, pour une résidence particulière, sur une année conceptuelle « Design Year » et pour les 8 ans. L'année conceptuelle « Design Year » fournit une bonne représentation des 8 ans.

MOIS	Année	Surface1	Surface2
Septembre.	51-52	0.97	1.00
Octobre.	55-56	0.79	0.98
Novembre.	49-50	0.35	0.63
Décembre.	49-50	0.26	0.49
Janvier.	53-54	0.23	0.43
Février.	54-55	0.36	0.66
Mars.	53-54	0.53	0.85
Avril.	55-56	0.72	0.96
Mai.	52-53	0.77	0.98
Contribution annuelle		0.47	0.69
Contribution pour les 8 années		0.47	0.67

Tableau 1. Une année conceptuelle (saison chauffage) pour Madison, basée sur 8ans de données (1948-1949 à 1955-1956), [9][6]

L'étude plus approfondie de Hall et al (1978) [6], de 23 ans de données pour chacune des 26 stations des états unis. Le rassemblement du rayonnement solaire obtenu a permis la génération du « Typical Meteorological Year » le TMY enregistrées pour ces localités. Les données TMY de Madison ont été utilisées dans des simulations de système de chauffage, des résultats sont comparés à ceux fondés sur les données des 23ans ; dans l'une des comparaisons les données TMY indiquent une contribution solaire de 0.6, et l'estimation faite durant les 23ans était de 0.58.

Une précaution doit être prise, dans l'utilisation des données TMY, si le processus est conçu pour subvenir à une grande partie des besoins, par apport solaire. Les années qui sont éloignées de l'an moyen tendent à faire apparaître des conséquences inhabituelles ou extrêmes de la météo, et les résultats des simulations basées sur les données « Typical Year » peuvent être significativement différents sur le long terme. Aussi, les variations, d'année en année, de la météo font apparaître des variations significatives, dans les résultats finaux des processus solaires, et les prédictions de performances basées sur « Typical Year », ne peuvent être appliquées à une année bien spécifique sauf si l'année en question ressemble à peu près au « Typical Year ».

Plusieurs autres procédures ont été développées en ce qui concerne la génération des données météorologiques.

II. Dimensionnement des besoins en chaleur par le logiciel *RETScreen International*

Afin de procéder au stockage de l'énergie thermique en provenance des capteurs solaires, il est important d'effectuer une estimation des besoins en chaleur dont il est question pour le chauffage d'une résidence individuelle durant la saison hivernale. Cela permettra d'estimer les dimensions de la surface de captation et l'orientation des capteurs solaires, mais encore cela nous donnera un ordre de grandeurs sur les quantités de chaleur à stocker au sein du lit d'empilement de galets. Afin d'effectuer ces calculs nous employons le logiciel de simulation *RETScreen International* développé au Canada par le centre d'aide à la décision sur les énergies propres.

II.1. Simulation du système de chauffage pour une résidence particulière par *RETScreen*

Le logiciel de simulation *RETScreen* opère selon un code de couleur qui permet de distinguer les différentes cases sur la page Excel, comme suit

BLEU	→	Données extraites des bases de données du logiciel
JAUNE	→	Données introduites par l'utilisateur
GRIS	→	Données n'entrant pas dans les calculs ; appellations seulement
BLANC	→	Données de sorties, résultantes du calcul ne sont pas modifiables.

Au début de la simulation le modèle proposé par le logiciel, possède des valeurs d'entrée (cases jaunes). Les modèles sont répertoriés dans une base de données, regroupant tous les projets déjà étudiés et proposés dans un anglet en tant qu'« Études de cas ». Nous sélectionnons un projet de cette base de données

et l'adaptions aux données climatiques de la ville d'Alger, ainsi qu'à d'autres paramètres propres à notre problème étudié, nous citons quelques uns de ces paramètres

- *Le débit d'air de conception*, il dépend du volume de l'espace à chauffer, sachant que nous prendrons pour exemple d'application un cas de maison individuelle [2].

Nous considérons le débit de renouvellement d'air égale à la moitié du volume de la maison par heure [7], soit $420 \text{ m}^3/\text{hr}$.

- *Inclinaison des capteurs solaires*, L'utilisateur entre l'angle du capteur solaire ou de l'axe de poursuite par rapport à l'horizontale. En général, on sera dans l'une des conditions suivantes :
 - i. Angle égal à la latitude du site : C'est l'inclinaison qui optimise le rayonnement frappant le plan des capteurs solaires. C'est typiquement l'inclinaison adoptée pour les systèmes utilisés toute l'année
 - ii. Angle égal à la latitude du site moins 15° : C'est l'inclinaison qui maximise le rayonnement frappant le plan des capteurs solaires pendant la saison estivale. C'est typiquement l'inclinaison adoptée pour les systèmes saisonniers utilisés en été (un chalet estival)
 - iii. Angle égal à la latitude du site plus 15° : C'est l'inclinaison qui maximise le rayonnement frappant le plan des capteurs solaires pendant la saison d'hiver. C'est typiquement l'inclinaison adoptée pour les systèmes qui doivent optimiser l'énergie solaire qui peut être captée en hiver. En climat froid, une inclinaison plus forte permet d'éliminer plus facilement les accumulations de neige
 - iv. Angle égal à celui de la toiture ou de la structure où les capteurs solaires sont installés : Il ne s'agit pas nécessairement de l'inclinaison optimale. Cependant, elle présente un important potentiel d'économie au niveau d'une structure de support des capteurs solaires séparée, et surtout donnera un résultat plus esthétique. [39]

Nous estimons alors l'angle d'inclinaison des capteurs égale à la latitude ($36,7^\circ$) du site plus 15° ce qui équivaut à $51,7^\circ$. Cette valeur a été choisie car cette application est saisonnière et hivernale.

- *Le nombre de capteurs solaires*, L'utilisateur entre le nombre de capteurs solaires que va comprendre le système de chauffage solaire de l'air. Le nombre de capteurs peut varier de un (01), pour un petit projet résidentiel, à quelques centaines pour un gros projet commercial ou industriel.

Pour estimer ce nombre, nous prenons la valeur de l'énergie consommée sous forme de chaleur pour le cas de référence obtenue par *RETScreen*, c'est-à-dire pour le chauffage avec une consommation conventionnelle (gaz naturel) pour l'Algérie, et défini pour un débit de conception de $420\text{m}^3/\text{h}$. Nous obtenons une quantité de chaleur consommée annuelle de 5MWh . S'appuyant sur ce résultat, nous estimons la quantité de chaleur à produire par voie solaire, et de ce fait, le nombre de capteurs solaires (surface de captation) à poser. Nous optimisons ce nombre à 4 capteurs solaires (10m^2 de surface de captation), à vitrage.

Une fois que toutes les cases jaunes sont remplies par les données d'entrée adaptées à notre problème, nous voyons s'afficher les résultats de calcul sur les cases blanches de la page Excel. Les différentes données recueillies après simulation sont résumées dans le Tableau. 02.

<i>Résultats obtenus</i>	<i>Valeurs numériques</i>
1. Température de l'air- maximum (°C)	50
2. Valeur R-mur (m ² .°C/W)	4
3. Chaleur (MWh)	5
4. Rayonnement solaire- horizontal annuel	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 4.78 kWh/m²/j ▪ 1.74 kWh/m²
5. Rayonnement solaire- incliné annuel	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 5 kWh/m²/j ▪ 1.83 kWh/m²
6. Surface des capteurs solaires (m ²)	10
7. Débit du ventilateur du capteur solaire (m ³ /hr/m ²)	42,0
8. Débit du capteur solaire (m ³ /hr/m ²)	42,0
9. Température de l'air- augmentation moyenne (°C)	1,6
10. Système de chauffage solaire de l'air- rendement saisonnier des capteurs(%)	37,6
11. Electricité supplémentaire- ventilateur (MWh)	0,2
12. Chaleur fournie (MWh)	6,6
13. Consommation de combustible annuelle en gaz naturel (m ³))	Cas de référence : 549,3 Cas proposé : - 145,0

Tableau 02. Résultats numériques obtenus par le logiciel RETScreen International.

Nous explicitons les résultats obtenus dans le tableau 02,

— *Température de l'air- maximum (°C)*

L'utilisateur entre la température maximale d'air chaud, fournie par le système de chauffage solaire au système de ventilation du bâtiment ou du procédé. Il s'agit de la température à partir de laquelle aucun système de chauffage auxiliaire ne sera plus requis pour assurer les besoins du bâtiment ou du procédé. Dans le cas d'un bâtiment, il peut s'agir de sa température d'équilibre (la température extérieure pour laquelle il n'y a aucun besoin de chauffage pour maintenir le confort, compte-tenu des gains internes ou solaires passifs). Dans un séchoir agricole, c'est la température à partir de laquelle on peut endommager les produits à sécher. La température maximale d'air chaud varie typiquement entre 10 et 60 °C pour les systèmes résidentiels, commerciaux et institutionnels de ventilation et pour les procédés.

— Valeur R -mur ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

L'utilisateur entre la résistance thermique globale du mur sur lequel le capteur solaire est installé. Dans le cas d'applications de chauffage de procédés, on peut retrouver le capteur solaire monté sur une toiture en pente. Le capteur solaire pourrait aussi être installé sur un faux mur sans chaleur à l'arrière. Par valeur « globale », on entend que l'on prend en compte les ponts thermiques de la structure du toit et pas seulement sa partie isolée (de manière idéale). Ces ponts thermiques viennent des poutres en métal ou en bois ainsi que des parties exposées des murs de séparation ou de contreventement. La valeur R globale est donc généralement plus faible que la valeur R nominale. Par exemple, un mur en blocs de béton non isolés aura une valeur R d'environ $0.1 m^2 \cdot ^\circ C/W$. À l'autre extrême, un mur à très haut rendement pourra offrir une résistance thermique aussi élevée que $10 m^2 \cdot ^\circ C/W$. [39]

— Chaleur

Le modèle calcule l'utilisation annuelle d'énergie sous forme de chaleur. Le modèle calcule aussi le pourcentage dont seront réduits les besoins de chaleur du cas de référence, après implantation des mesures d'efficacité énergétique proposées pour réduire l'utilisation de chaleur (pourcentage d'économies d'énergie). Si aucune mesure n'a été prévue, le pourcentage d'économies d'énergie devrait être égal à zéro.

— Surface des capteurs solaires (m^2)

Pour les capteurs à vitrage, le modèle calcule la surface brute totale des capteurs. Pour les capteurs sans vitrage, à absorbeur perforé et les autres types de capteurs, l'utilisateur entre la surface du capteur solaire qui sera réellement installée, étant données différentes considérations ou contraintes telles que la surface disponible sur le toit du bâtiment. Dans l'hémisphère Nord, les surfaces à privilégier pour évaluer la surface disponible pour l'installation de capteurs solaires doivent avoir une orientation comprise entre le sud-est et le sud-ouest (entre le nord-est et le nord-ouest dans l'hémisphère sud).

— ***Débit du ventilateur du capteur solaire ($m^3/hr/m^2$)***

Le modèle détermine une capacité de ventilation par unité de surface de capteur solaire. Il s'agit du rapport entre le débit nominal d'air, qui dépend du débit d'air de conception, et la surface réelle du capteur solaire. Cette valeur est donnée à titre indicatif seulement pour donner un ordre de grandeur de la capacité totale des ventilateurs qui seront nécessaires en fonction de la surface du capteur solaire qui sera installée réellement. La capacité totale de ventilation est la somme du débit d'air neuf provenant du capteur solaire et du débit d'air redistribué dans le bâtiment.

— ***Débit du capteur solaire***

Le modèle calcule le débit moyen annuel à travers le capteur solaire pendant les heures de fonctionnement du système de chauffage solaire de l'air. Pour les bâtiments résidentiels, commerciaux et institutionnels ce débit est le même que celui du ventilateur du système solaire.

— ***Température de l'air - augmentation moyenne***

Le modèle calcule l'élévation moyenne de la température de l'air par le système de chauffage solaire pendant les heures où le soleil frappe le capteur solaire, lorsque le système est opératoire. Cette augmentation varie constamment au cours d'une journée, selon l'intensité de l'ensoleillement, mais aussi selon que le soleil frappe plus ou moins directement le capteur solaire. Par exemple, les plus forts gains de température seront observés autour de midi pour un mur orienté plein sud ; pour un mur plus à l'est, ce sera plus tôt. Les plus faibles élévations de température seront observées en fin de journée.

— ***Système de chauffage solaire de l'air - rendement saisonnier***

Le modèle calcule, en %, le rendement saisonnier du système de chauffage solaire de l'air, qui représente le rapport entre la chaleur totale fournie par le

système de chauffage solaire de l'air par le rayonnement solaire annuel sur une surface horizontale équivalent à la surface brute des capteurs solaires.

— *Électricité supplémentaire- ventilateur (MWh)*

Le modèle calcule, en MWh, la consommation annuelle additionnelle d'électricité de l'installation de ventilation en raison de l'ajout d'un système de chauffage solaire de l'air. L'augmentation sera nulle dans le cas d'une installation bien conçue mais pourra atteindre 1 à 2 % des gains solaires réalisés.

— *Chaleur fournie*

Le modèle calcule la chaleur recueillie à partir du système de chauffage solaire de l'air. Il s'agit de la quantité totale d'énergie solaire utilisée pour réchauffer l'air de ventilation ou de procédé. Elle varie généralement de 0,3 à 0,9 MWh/m² de surface de capteur solaire. [39]

— *Consommation de combustible annuelle en gaz naturel (m³)*

Le modèle calcule la consommation annuelle de combustible.

III. Simulation du stockage de la chaleur sensible par le logiciel *TRNSYS*

Dans ce qui suit nous procédons à la simulation d'un système de chauffage d'air par voie solaire ainsi qu'au stockage de la chaleur portée par l'air en circulation, ce circuit réalisé par le logiciel TRNSYS constituera le système à étudier, en plus des composants de production et de stockage d'énergie, nécessaire à la simulation de notre système nous choisissons aussi le composant représentant le site sur lequel le système doit être implanté. Pour notre étude nous allons choisir la ville d'Alger ainsi que celle de Bechar, comme sites d'implantation de notre système (chauffage-stockage) thermique.

III.1. Description géographique des deux sites d'implantation du système

L'Algérie est composée en quatre zones climatiques différentes, (Fig. 02) [46].

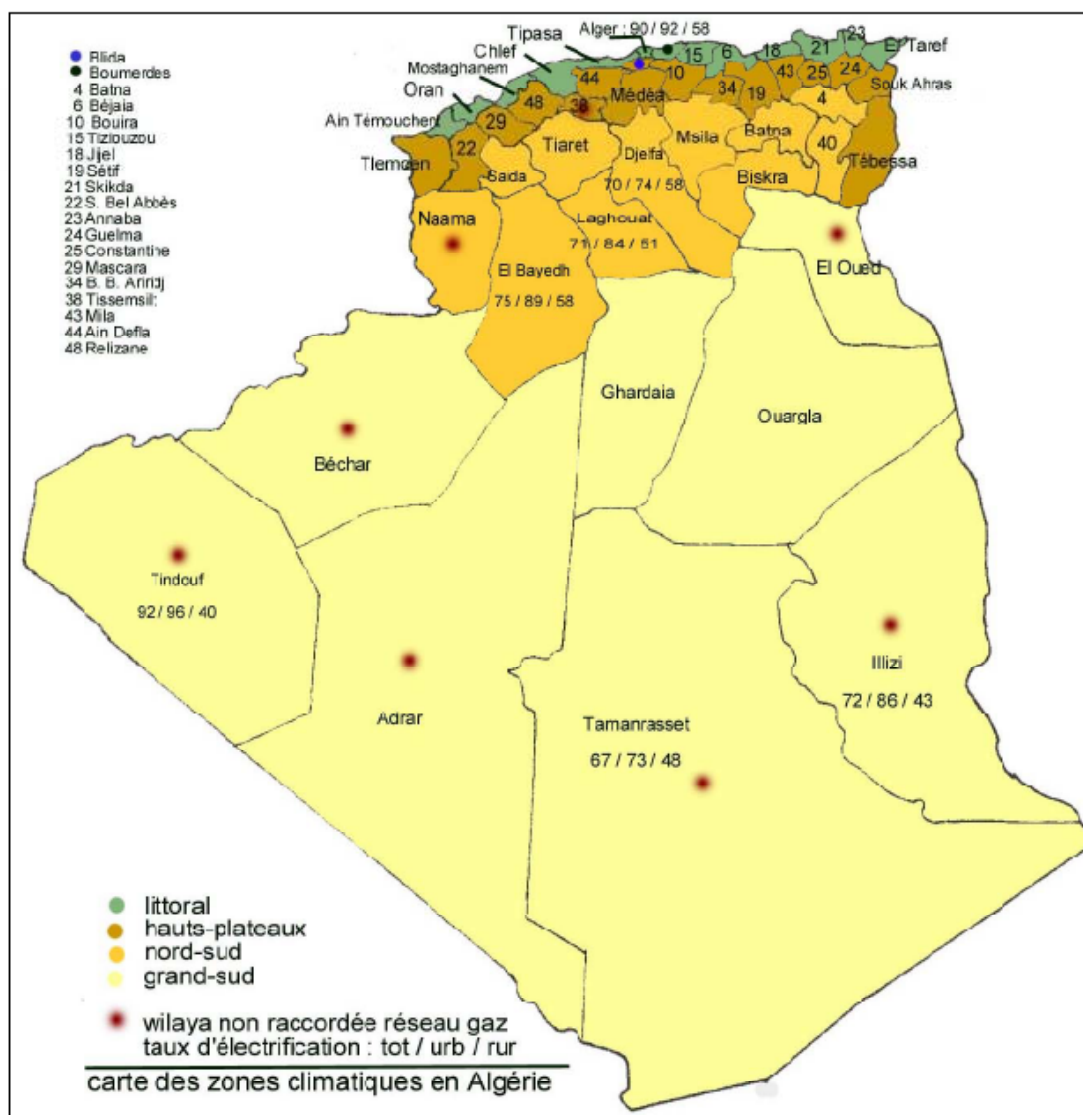


Figure 02. Carte des zones climatique en Algérie. [46]

La ville d'Alger est située au nord –Est de l'Algérie, géographiquement elle se situe à une altitude d'un minimum de 2m et un maximum de 424m, à une latitude de 36.7°N et à une longitude de 3.3°E. Elle appartient ainsi à la première zone climatique (littoral) dans notre simulation, aussi nous choisissons

une région dans la partie sud du pays, Bechar, pour caractériser les effets du climat chaud sur notre système (chauffage-stockage) thermique.

La ville de Bechar, appartenant au Sud-ouest Algérien, elle se situe à une latitude de 31.6°N , à une longitude de -2.2°E et à une altitude de 773m du sol (lieu des données climatiques Ouakda) [39]. Bechar appartient à la quatrième zone climatique de l'Algérie (le grand-sud).

Ces deux villes seront les lieux où nous procéderons à la simulation de notre système (chauffage-stockage) thermique. Chacune étant caractéristiques d'un climat spécifique. Une comparaison des grandeurs physiques obtenues pour les deux régions citées, nous permettra d'impliquer le site d'implantation dans les paramètres influençant les performances thermique de notre système.

Nous intégrons à présent les données de sortie obtenues par le logiciel *RETScreen*, dans les paramètres d'entrée des différents composants constituant notre circuit de simulation, dans le logiciel *TRNSYS 16*.

Le lit d'empilement de galets, représenté par le Type 10, est relié aux capteurs solaires définis par le Type 1a, ces deux composants sont reliés par l'intermédiaire d'un ventilateur, à vitesse variable, Type 111, ce dernier est commandé par un outil programmable, qui contrôle les heures de fonctionnement du ventilateur, Type 14h. Cet assemblage est, (Fig. 02), sous deux configurations avec et sans recyclage de l'air, du milieu de stockage vers l'entrée des capteurs solaires.

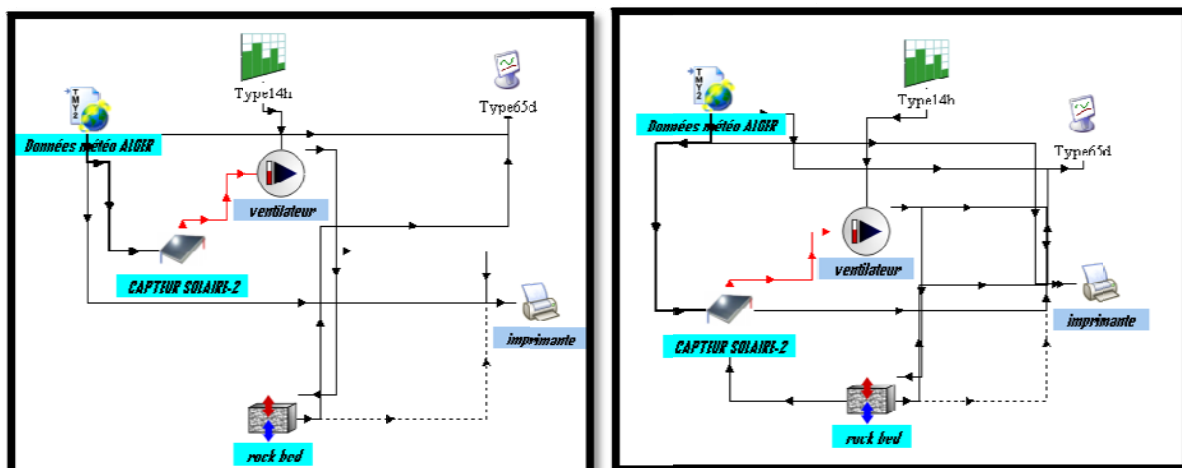


Figure 03. Interface graphique de l'installation de stockage thermique de l'énergie solaire sur logiciel TRNSYS.

Nous explicitons ci-dessous, les différents composants constituant le circuit, qui représente le système (chauffage-stockage) thermique, dans le logiciel *TRNSYS 16*.

(1)-Type 109-TMY2

C'est un outil de lecture de données météorologiques, ces dernières sont fournies par le logiciel METEONORM [42].

(2)-Capteur solaire -Type 1b-

Ce composant modélise le fonctionnement théorique d'un capteur solaire à air, il est ainsi le composant qui récolte la chaleur qui doit être stockée. (Une description mathématique est fournie dans le chapitre III).

(3)-Ventilateur -Type 111a-

Ce composant modélise le fonctionnement de l'appareil qui fait circuler l'air arrivant des capteurs solaires, et se dirigeant vers le milieu de stockage (une description mathématique est fournie dans le chapitre III).

(4)-Lit d'empilement de galets -Type 10

Ce composant modélise le transfert thermique au sein du lit de stockage de la chaleur sensible.

(5)-Type 14h, Type 65d, Type 25

Ces trois composants ne sont que des programmes qui permettent d'améliorer, de représenter et d'accéder aux résultats numériques, respectivement.

III.2. Temps de simulation

Nous choisissons d'effectuer notre simulation sur une période de la saison hivernale (c'est-à-dire à partir du mois d'octobre jusqu'au mois de juin), cette installation étant destinée pour le chauffage de l'habitat. Pour ce travail nous prenons une période représentative (une journée de la saison hivernale) de 24 heures, afin d'observer l'évolution de la température, et de l'énergie stockée au sein du lit de pierres en fonction de la période d'ensoleillement.

La variation du rayonnement solaire incident sur une surface horizontale, (Fig. 06), nous permet de déterminer le nombre d'heures, au cours d'une année, correspondant au début et à la fin de l'ensoleillement.

Le logiciel TRNSYS, permet de restreindre l'intervalle de temps de simulation. Afin d'obtenir des résultats pour une période de notre choix, c'est à dire 24 heures. Sachant que l'échelle de temps sur laquelle se base le logiciel TRNSYS est celle du nombre d'heures dans l'année, c'est-à-dire de zéro heure correspondant au 1^{er} Janvier à minuit, jusqu'à la fin de l'échelle du temps de simulation correspond à la 8760^{ème} heure, indiquant la fin de l'année c'est-à-dire la date du 31 Décembre à minuit. Il suffit, à partir de l'onglet « Control cards » dans la fenêtre de « Simulation Studio », d'introduire le nombre d'heures dans l'année, correspondant à la date voulue.

Le nombre d'heures correspondant au début de l'ensoleillement (du 1^{er} Décembre), (Fig. 04), est égal à 8022.985 heures, que nous arrondissons à 8023 heures, sur une échelle de 24heures, cette valeur correspond à 7h du matin.

La fin de l'ensoleillement pour le premier (1^{er}) Décembre, (Fig. 05), apparait à la 8032.995^{ème} heure, que nous arrondissons à 8033 heures, celle-ci correspond à 17 heures de l'après midi.

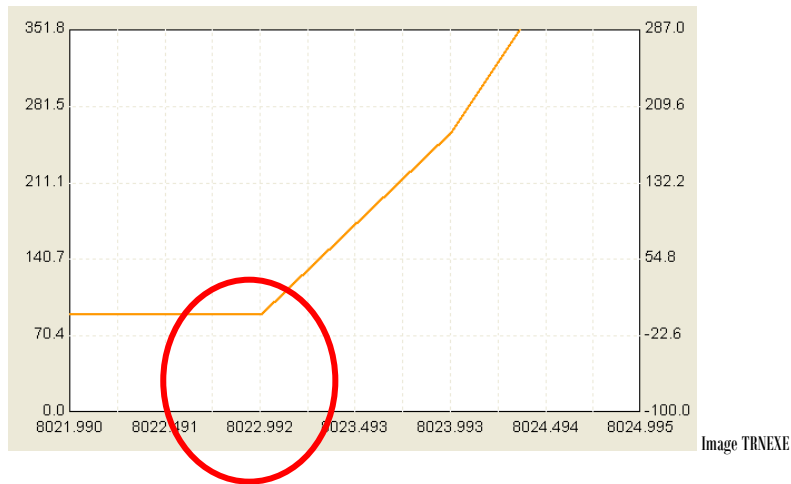


Figure 04. Détermination de l'heure exacte du début du rayonnement solaire sur une surface de la terre horizontale, détermination du début de charge.



Figure 05. Détermination de l'heure exacte de la fin du rayonnement solaire sur une surface de la terre horizontale, détermination de la fin de charge.

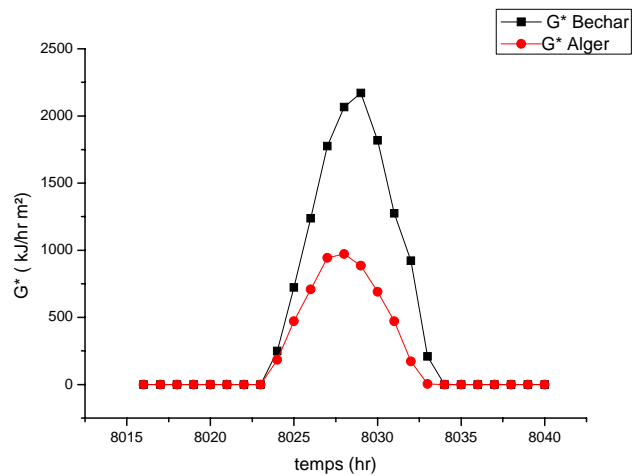


Figure 06. Rayonnement solaire incident sur une surface horizontale, pour deux sites géographiques différents (Alger-Bechar), exprimé en (kJ/hr m^2) .

IV. Étude paramétrique du lit de stockage de chaleur sensible

Pour cette étude, nous avons calculé la surface des capteurs solaires utile pour couvrir les besoins de chauffage d'une résidence en fonction de la surface disponible pour implanter ces capteurs et de la situation géographique du site.

Pour une journée de fonctionnement, l'air chaud produit est stocker dans un milieu d'empilement de galets (ou autre matériaux), il est emmagasiné dans le milieu de stockage et il ne change pas de phase. C'est le stockage de la chaleur sensible.

IV.1. Variation du débit d'air à l'entrée du lit de stockage

D'après I. Abbud [27], nous pouvons améliorer l'unité de stockage, en remplaçant le système conventionnel, qui fonctionne avec un débit d'air constant entrant dans l'unité de stockage, par un système qui fonctionnerai par de l'air à température constante, à l'entrée de l'unité de stockage. Nous remplaçons alors le ventilateur à vitesse constante par un autre fonctionnant à vitesse variable, mais le débit d'air délivré à l'unité de stockage doit être contenu dans l'intervalle [20- 80] kg/hr m², et cela afin d'obtenir une température d'air uniforme à l'entrée du stockage.

a-Débit d'air constant à l'entrée du stockage

Pour la première simulation nous effectuerons une exécution à débit constant, afin de comparer les deux situations de performances. Nous adaptons les paramètres obtenus par simulation *RETScreen* aux paramètres d'entrée de notre système (chauffage-stockage) thermique dans le logiciel *TRNSYS 16*. Tableau 3.

Composants	Paramètres
GEOGRAPHIE	<ul style="list-style-type: none"> Lieu d'implantation : Alger Température de l'air extérieur $T_a = 10\text{ °C}$
CAPTEURS SOLAIRES	<ul style="list-style-type: none"> Surface $S_c = 10\text{ m}^2$ Orientation $i = 51.7^\circ$, azimute $\gamma = 0^\circ$ Nombre de capteurs en série = 4 Vitrage unique Données teste $\dot{m}_{c, teste} = 40.0\text{ kg/hr.m}^2$, $F_R U_L = 13\text{ kJ/hr m}^2.\text{°C}$, $F_R(\tau\alpha) = 0.5476$, c_p de l'air = 1.0035 kJ/kg.°K Capteur à flux constant, débit massique $\dot{m} = 506\text{ kg/hr}$
STOCKAGE THERMIQUE	<ul style="list-style-type: none"> Lit de galets : $L = 1.5\text{ m}$, $S_{st} = 2.25\text{ m}^2$, $\rho_s = 1800\text{ kg/m}^3$, $c_{pr} = 0.8\text{ kJ/kg.°K}$ Conductivité thermique dans la direction axiale $k_r = 10\text{ kJ/hr.m.°K}$ Coefficient d'échange thermique avec l'extérieur $U = 3\text{ kJ/hr.m}^2.\text{°K}$ Le stockage est modélisé par le modèle NUT infini.

Tableau 3. Paramètres d'entrée fixés pour la simulation par le logiciel TRNSYS 16.

Pour le capteur à flux constant, le débit massique $\dot{m} = 506\text{ kg/hr}$, cette valeur est déterminée à partir de la valeur du débit d'air soufflé dans la maison, qui est défini par la moitié du volume de la maison par heure [8], c'est-à-dire $420\text{ m}^3/\text{hr}$. Nous utilisons pour ce faire un ventilateur à vitesse constante, représenté par le composant de Type 112a, (Fig. 07).

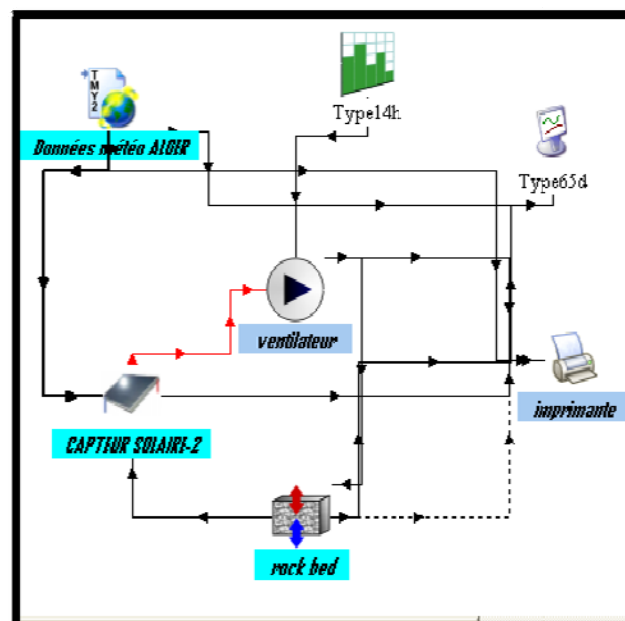


Figure 07. Schéma du panneau d'assemblage du système de simulation par le logiciel TRNSYS, avec une ventilation à débit constant d'air à l'entrée du milieu de stockage.

b-Température de l'air constante à l'entrée du lit de stockage

Pour cette simulation, nous devons fournir à l'entrée du stockage thermique, de l'air à température constante. Pour ce faire nous devons rendre le débit variable, alors nous changeons le composant modélisant un ventilateur à vitesse constante par un autre celui-ci modélisera un composant à vitesse variable, nous choisissons le Type 111a. (Fig. 08). Nous fixons la valeur du débit du ventilateur à 80 kg/hr m^2 d'après [27].

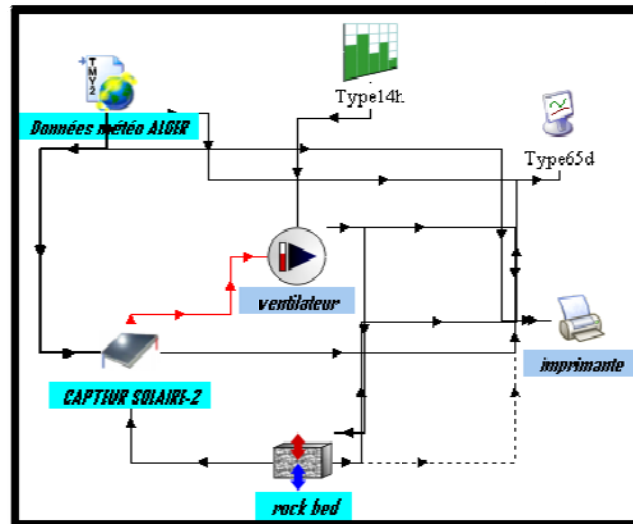


Figure 08. Schéma du panneau d'assemblage du système de simulation par le logiciel TRNSYS, avec une ventilation à débit variable d'air à l'entrée du milieu de stockage.

IV.2. Simulation des systèmes de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires

Dans le but de tester l'effet du recyclage de l'air de sortie du lit de stockage au niveau de l'entrée des capteurs solaires, nous effectuons deux simulations l'une correspond à un fonctionnement sans recyclage et l'autre correspond au fonctionnement avec recyclage. (Fig. 03).

Notre système (chauffage-stockage) thermique, correspond alors à un système en fonctionnement à température constante et sans recyclage en premier lieu, et avec recyclage en second lieu. Les courbes des différentes grandeurs représentent simultanément les deux cas de figure.

IV.3. Variation des dimensions du lit de stockage

La chaleur qui peut être emmagasinée dans un matériau, est déterminée par sa capacité thermique ρc_p exprimée en $\text{kJ}/\text{m}^3\text{K}$. la chaleur utile délivrée par les capteurs solaires $Q_u(\text{kJ}/\text{m}^2\text{hr})$, est celle reçue par le milieu de stockage, on peut exprimer ce transfert de chaleur par l'équation suivante,

$$Q_u = G^* A_c \eta = (\rho c_p)_s V_{st} \Delta T \quad (\text{IV.1})$$

Ainsi nous déterminons le volume de matière nécessaire au stockage par unité de surface de capteurs,

$$\frac{V_{st}}{A_c} = \frac{G^* \eta}{(\rho c_p)_s \Delta T} \quad (\text{IV.2})$$

Le stockage que nous envisageons est de courte durée, alors nous estimons le rayonnement incident $G^*(\text{kJ}/\text{hrm}^2)$, nous utilisons les données météorologiques pour la ville d'Alger et nous obtenons une valeur maximale de $972.5 \text{ kJ}/\text{m}^2\text{hr}$ et $23340 \text{ kJ}/\text{m}^2\text{j}$. Le rendement des capteurs solaires $\eta = \frac{Q_u}{A_c G^*} = 57\%$. La différence maximale de température dans le lit de stockage est estimée à 30°C et la capacité thermique du matériau est égale au produit $\rho c_p = 1440 \text{ kJ}/\text{m}^3\text{K}$. Nous obtenons alors le rapport V_{st}/A_c égale à $0.30 \text{ m}^3/\text{m}^2$.

Le volume du lit de stockage, sachant que la surface des capteurs solaires déjà obtenue est égale à 10 m^2 , est estimé à 3 m^3 .

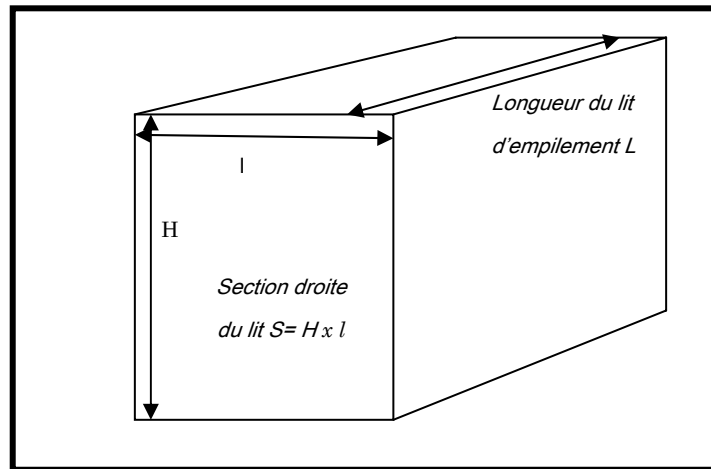


Figure 09. Représentation des dimensions du lit de stockage.

La taille du lit de galets, (Fig. 09), représente un paramètre influençant le stockage de la chaleur dans le lit [26]. Nous allons étudier alors

- L'influence d'une longueur du lit de $L=1\text{m}$ et une section droite égale à $S=3\text{m}^2$;
- L'influence d'une longueur de $L=1.8\text{m}$ et une section droite de $S=1.66\text{m}^2$.

Nous obtiendrons ainsi les évolutions au cours du temps,

- des températures à la sortie des capteurs solaires,
- des températures au sein du lit de stockage,
- de la quantité de chaleur emmagasinée au sein du lit,
- des pertes thermiques engendrées par ces variations.
- du rendement thermique de l'unité de stockage.

IV.4. Variations des données météorologiques du site d'implantation de l'unité de stockage

Nous utiliserons les données météorologiques de la ville d'Alger (nord –Est Algérien, à une altitude d'un minimum de 2m et un maximum de 424m, à une latitude de 36.7°N et à une longitude de 3.3°E) [42] et celle de la ville de Béchar (Sud-ouest Algérien, elle se situe à une latitude de 31.6°N , à une longitude de -2.2°E et pour une élévation de 773m du sol), à titre de comparaison, pour

déterminer l'influence du milieu extérieur sur le système (chauffage-stockage). Chacune étant caractérisées par un climat spécifique. Une comparaison des grandeurs physiques obtenues pour les deux régions citées, nous permettra d'impliquer le site d'implantation dans les paramètres influençant les performances de notre système.

V. Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons effectué plusieurs simulations. La première par le logiciel *RETScreen Interational*, concernait le chauffage d'une résidence par voie solaire et cela afin d'identifier quelle serai la surface de captation optimale pour des données de conceptions d'un bâtiment, pris comme cas d'étude, à titre d'exemple.

La seconde simulation, par le logiciel *TRNSYS 16*, était sous forme de séries de simulations qui tenait pour effet l'étude paramétrique du milieu de stockage considéré, afin d'identifier les paramètres influençant sur les performances d'un lit d'empilement de galets.

Chapitre V

Résultats et Discussions

Introduction

Dans ce chapitre nous allons discuter les différents résultats obtenus pour une succession de simulations, ces dernières tracent le cheminement pour permettre les meilleures conditions de fonctionnement du lit d'empilement de galets prévu pour le stockage de la chaleur sensible.

Dans ce qui suivra, nous présenterons la variation de différentes grandeurs physiques liées au système de notre étude, ces grandeurs sont,

- La température de l'air à la sortie des capteurs solaires, $T_{\text{capt,s}}$
- La température au sein du lit sur le palier supérieur et sur le palier inférieur, T_{top} , T_{bot} et la température moyenne T_{avrg} ,
- La quantité de chaleur emmagasinée dans le lit de stockage, Q_{int} ,
- Les pertes thermiques engendrées par le lit de stockage vers le milieu extérieur, Q_{loss} .

Les variations de ces dernières seront décrites en fonction du temps, celui-ci s'étale sur 24 heures c'est-à-dire une journée entière. Ainsi nous allons étudier l'évolution de ces quatre grandeurs pour la variation de chacun des paramètres suivant,

- le débit d'entrée au niveau du lit d'empilement,
- le recyclage de l'air au niveau de l'entrée des capteurs solaires,
- La dimension du lit de stockage (Variation de la longueur du lit d'empilement, pour les valeurs ($L=1.8\text{m}$, $L=1\text{m}$)),
- Les données météorologiques du site d'implantation de notre système de simulation :
 - Les données météorologiques de la ville d'Alger ;
 - Les données météorologiques de la ville de Bechar.

Le logiciel *TRNSYS 16* nous a permis d'obtenir les résultats numériques de la simulation à partir de fichiers de données externes.

Étude paramétrique du système de stockage

I. Variation du débit d'entrée au niveau du lit d'empilement

I.1. Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires

Une comparaison entre les évolutions de températures à la sortie des capteurs solaires, $T_{\text{capt},s}$, est représentée, au cours d'une journée de 24 heures, (Fig. 01).

En premier lieu, nous avons effectué un travail de simulation avec un débit d'air constant à l'entrée du milieu de stockage et en second lieu, avec un débit d'air variable (afin d'obtenir une condition de température uniforme à l'entrée du lit de stockage).

Nous observons que la courbe des températures dans la deuxième simulation est au-dessus de celle du cas de la première simulation, les deux courbes suivent le même profil d'évolution.

Pour la première simulation et à la 8023^{ème} heure la température augmente linéairement de 17.5°C pour atteindre un pic de 35.5°C à la 8028^{ème} heure ; s'ensuit une chute de la température vers un premier palier de 25°C à la 8034^{ème} heure, qui représente le fin de l'ensoleillement, la température diminue jusqu'à moins de 10°C pour le reste du temps de simulation.

La seconde simulation, montre une amélioration des températures au cours des heures de simulation, à la 8023^{ème} heure on inscrit 25°C s'ensuit une augmentation linéaire de la température atteignant un pic de près de 45°C, alors la température inscrit une valeur de 27.5°C à la fin de l'ensoleillement, pour 8034 heures. Pour le reste du temps de simulation la valeur de la température chute vers 17°C.

Nous pouvons ainsi conclure que l'utilisation d'un débit variable (température constante) à l'entrée du milieu de stockage à lit d'empilement, offre de meilleurs résultats en ce qui concerne la température de l'air à la sortie des capteurs

solaires par rapport aux systèmes appelés conventionnels c'est-à-dire avec un fonctionnement à débit d'air constant à l'entrée du lit de stockage.

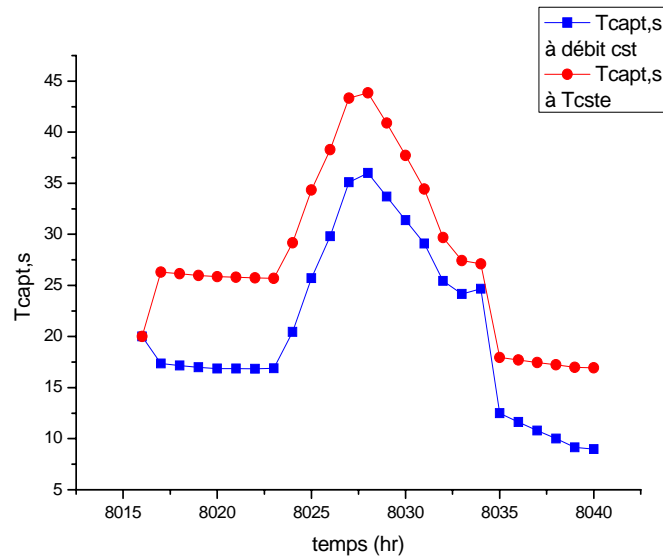


Figure 01. Évolution des températures d'air à la sortie des capteurs solaires, au cours des heures d'ensoleillement, pour un débit constant à l'entrée du stockage et pour un débit variable, en °C.

I.2. Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur

Les variations des températures sur les différents paliers du lit de stockage et en moyenne, T_{bot} , T_{top} et T_{avg} , (Fig. 02).

Pour le palier inférieur du lit, et pour un fonctionnement à débit constant, l'évolution de la température suit un comportement selon une loi de Boltzmann,

$$y = A_2 + (A_1 - A_2) / (1 + e^{((x-x_0)/dx)}) \quad (V.1)$$

Avec un coefficient d'ajustement de 0.997, au début de l'ensoleillement c'est-à-dire à la 8023^{ème} heure, le palier inférieur du lit est à 20°C, cette valeur augmente atteignant ainsi 29°C à la fin de l'ensoleillement c'est-à-dire à la 8034^{ème} heure. Cette valeur évolue vers 30°C, elle reste constante, pour le reste du temps de simulation.

Pour un fonctionnement à température constante, la courbe de température est bien au-dessus de celle du cas de fonctionnement à débit constant, où nous

notons pour le débit de l'ensoleillement une température de 23.5°C s'ensuit une augmentation progressive de la température atteignant un pic de 36°C à la 8033^{ème} heure, une légère baisse s'inscrit à la 8034^{ème} heure, fin de l'ensoleillement, la température continue de diminuer jusqu'à 35°C à la fin de la simulation.

En moyenne, la température dans le lit de stockage pour un fonctionnement à débit constant, suit aussi une loi de Boltzmann au cours de son évolution. Au début de l'ensoleillement à la 8023^{ème} heure, elle est de 21°C ; la valeur de la température continue d'augmenter pour atteindre un maximum de 31°C vers la fin de l'ensoleillement à la 8034^{ème} heure.

Pour un fonctionnement à température constante la courbe de la température moyenne du lit évolue à partir d'une valeur initiale de 20°C au début de la simulation. Elle atteint au début de l'ensoleillement 23.5°C. La température continue d'augmenter suivant l'évolution d'une cloche atteignant un pic de 37°C à la 8031^{ème} heure ; elle chute ensuite vers 32°C à la fin de l'ensoleillement (à la 8035^{ème} heure) et reste ainsi jusqu'à la fin de la simulation.

Pour le palier supérieur, et pour un fonctionnement à débit constant. La courbe de température montre une légère augmentation, d'un degré, depuis le début de la simulation jusqu'au début de l'ensoleillement à la 8023^{ème} heure, où on note 21°C. L'augmentation de la température continue suivant l'évolution d'une cloche pour atteindre un maximum de 36°C à la 8030^{ème} heure ; la température chute alors jusqu'à 31°C à la 8034^{ème} heure, correspondant à la fin de l'ensoleillement. La température se stabilise autour des 30°C jusqu'à la fin du temps de simulation.

Pour un fonctionnement à température constante, les valeurs des températures depuis le début de la simulation jusqu'au début de l'ensoleillement suivent une évolution exponentielle atteignant une valeur asymptotique de 26°C à la 8023^{ème} heure. La valeur de la température croit alors plus rapidement selon une courbe en cloche pour atteindre un pic de 41°C à la 8029^{ème} heure. Alors la température chute vers 29°C à la 8034^{ème} heure, fin de l'ensoleillement. Cette valeur reste ainsi constante pour le reste du temps de simulation.

Les températures obtenues sur les différents paliers et pour un fonctionnement à température constante à l'entrée du lit de stockage, présentent de meilleurs résultats par rapport au cas de fonctionnement à débit constant.

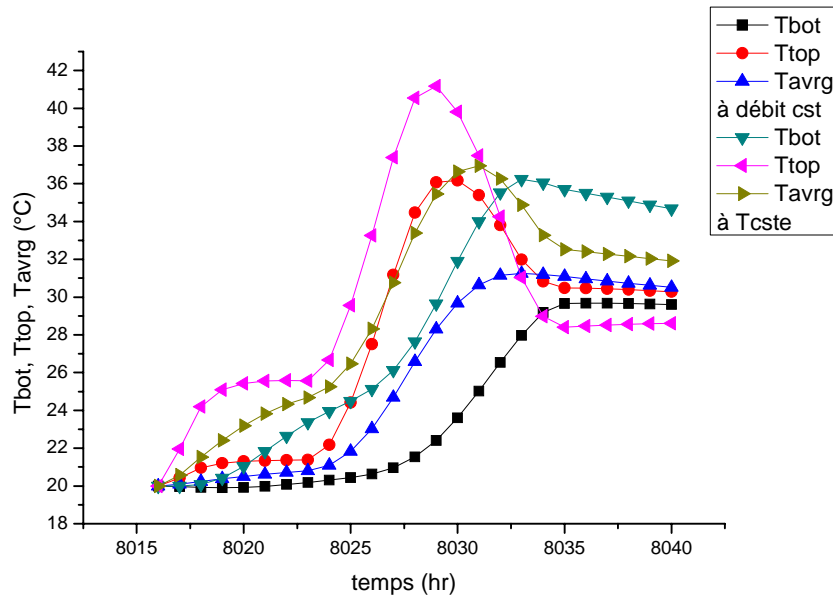


Figure 02. Évolution des températures sur les paliers, inférieur, supérieur et en moyenne dans le lit d'empilement, pour un débit constant et pour une température constante à l'entrée du milieu de stockage.

I.3. Évolution de la quantité de chaleur au sein du lit de stockage de chaleur

La chaleur emmagasinée dans le lit d'empilement de pierres, Q_{int} , correspond au changement d'énergie interne du lit, (Fig. 03). Les deux courbes, représentent respectivement le comportement du lit de stockage pour un fonctionnement à débit constant et à température constante, de l'air à l'entrée du milieu de stockage.

La loi de conservation appliquée à la conduction de la chaleur implique qu'il y a équilibre entre les flux thermiques qui entrent et sortent d'un domaine et le changement de la quantité de chaleur en fonction du temps [43]. En supposant qu'il n'y a pas de source de chaleur dans le domaine. De façon mathématique, la loi de conservation exige que dans ces conditions la divergence du flux thermique par conduction soit égale au changement de la quantité de chaleur à l'intérieur du domaine,

$$-\nabla q_{th} = -\nabla(-\lambda \text{grad } T) - \dot{q} \rho c_p \nabla T = c \rho_g \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{V.2})$$

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (\text{V.3})$$

Le rapport entre la capacité thermique volumique $c\rho_g$ et la conductivité thermique globale λ est dénommé la diffusivité thermique ($\alpha' = \frac{\lambda}{c\rho_g}$), en m^2/s .

L'emmagasinement de la chaleur dans le lit de stockage par empilement de pierres, (Fig. 03), pour un fonctionnement à débit constant, évolue légèrement atteignant 5000 kJ au début de l'ensoleillement, pour 8023 heure, à partir de cette valeur une augmentation de la chaleur emmagasinée augmente significativement suivant une loi de Boltzmann pour atteindre au maximum de 55000 kJ à la 8032^{ème} heure, cette valeur chute progressivement à 50000 kJ à la fin de la simulation.

Pour un fonctionnement à température constante, la chaleur emmagasinée croit plus rapidement atteignant 25000 kJ au début de l'ensoleillement, l'augmentation continue ensuite suivant une cloche avec un pic de 82000 kJ à la 8030^{ème} heure. La chaleur chute alors vers les 60000 kJ à la fin de l'ensoleillement à 8034 heures. Cette valeur ne diminue que légèrement vers les 55000kJ à la fin de la simulation.

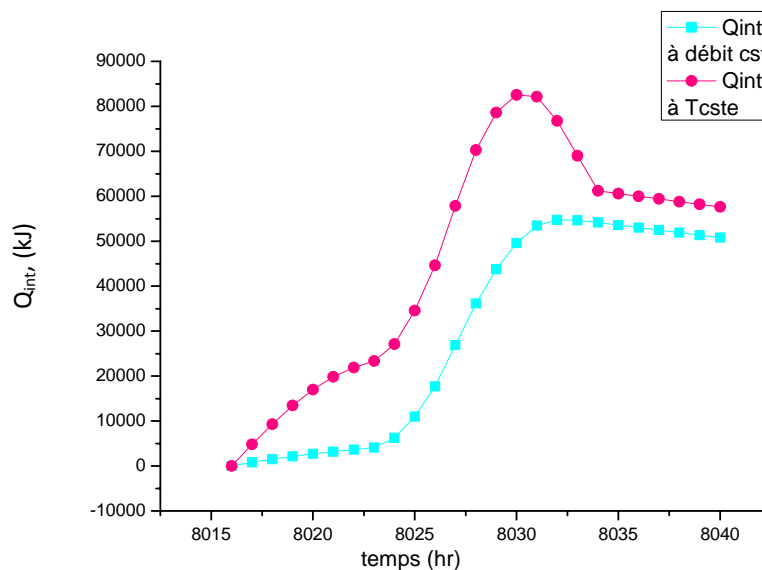


Figure 03. Évolution de la quantité de chaleur emmagasinée dans le lit pour un fonctionnement à débit et à température constante, en kJ.

I.4. Variation des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur

Les pertes thermiques du lit de stockage vers l'extérieur, Q_{loss} , sont représentées, (Fig. 04), pour un fonctionnement à débit constant, les pertes thermiques augmente soudainement au début de la simulation ensuite elles se stabilisent à 300 kJ/hr jusqu'au début de l'ensoleillement à 8023 heures, où on note

une augmentation des pertes thermiques selon l'évolution d'une cloche atteignant une valeur maximale de presque 600 kJ/hr à la 8032^{ème} heure. Les pertes thermiques sont maintenues ne diminuant que légèrement vers 550 kJ/hr pour la fin de la simulation.

Pour un fonctionnement à température constante, la courbe montre une augmentation soudaine des pertes au début de la simulation vers 300 kJ/hr, elle atteint 400 kJ/hr à la 8023^{ème} heure (début de l'ensoleillement). Les valeurs continuent d'augmenter mais avec une pente différente selon une courbe en cloche avec un sommet de 750 kJ /hr à la 8031^{ème} heure, cette valeur diminue enfin vers les 600 kJ/hr à la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement) et y reste constante jusqu'à la fin de la simulation ;

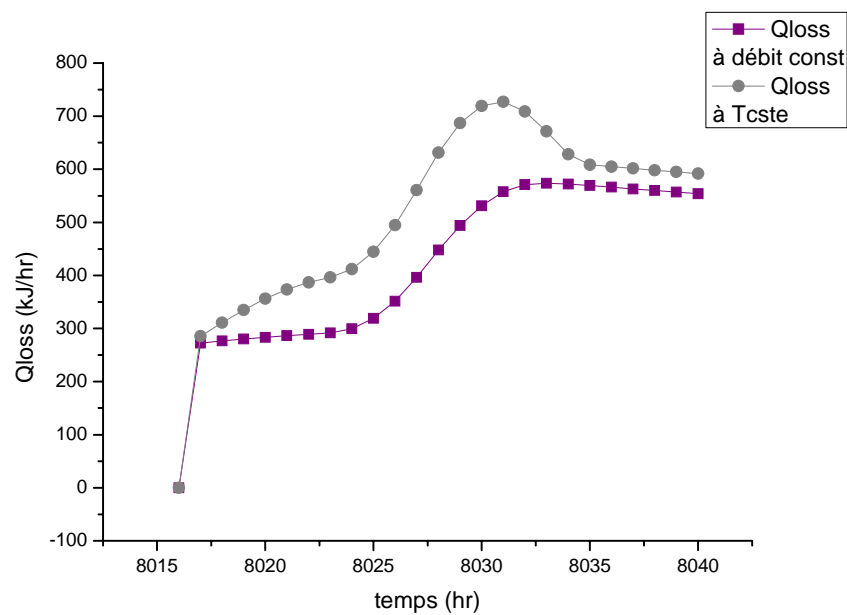


Figure 04. Évolution des pertes thermiques dans le lit vers 'extérieur pour un fonctionnement à débit et à température constante, en kJ/hr.

I.5. Le rendement thermique pour les deux configurations

Le rendement énergétique reditu par un fonctionnement à température constante et pour un fonctionnement à débit constant, (Fig. 05), est représenté en fonction du temps de simulation pour une journée de 24 heures. Pour un fonctionnement à débit constant nous observons des valeurs supérieures à celles calculées pour le fonctionnement à température constante. Nous observons du début de la simulation que le rendement thermique est de près de 0.76 en moyenne (pour un fonctionnement à température constante) et de 0.86 (pour un débit constant), jusqu'à la 8024^{ème} heure, où l'on note une forte diminution du rendement thermique pour le fonctionnement à température constante et une valeur de 0.74 pour le fonctionnement à débit constant.

Le rendement augmente durant la journée ensoleillée. On note en moyenne 0.96 (pour un fonctionnement à débit constant) et une moyenne de 0.9 (à température constante). À la fin de l'ensoleillement (c'est-à-dire 8034 heures) le rendement thermique diminue fortement, mais se redresse vers 0.7 pour la fin de la simulation.

Si nous notons des valeurs aussi fortes pour le rendement thermique de l'unité de stockage au début de la simulation (à partir de 8016 heures), c'est parce que l'air arrivant par les capteurs n'est pas encore chargé en chaleur (sachant que les ventilateurs sont à l'arrêt (par une fonction de contrôle) et la quantité d'énergie transférée vers le lit est pratiquement équivalente à l'énergie interne du lit (initialement présente dans le lit), et donc le rapport de ces deux quantités d'énergie est très proche de l'unité. Cela est valable pour la fin de l'ensoleillement jusqu'à la fin de la simulation (00h) également.

Lors du début de l'ensoleillement (heure du début de marche du circuit chauffage-stockage) la diminution observée est due aux conditions de démarrage du circuit. C'est-à-dire que l'air provenant des capteurs solaires commence à s'échauffer et donc la quantité de chaleur fournie au milieu de stockage devient plus importante, alors le rapport de l'énergie accumulée dans le stockage à l'énergie fournie par les capteurs solaires, à un instant fixé au début de l'ensoleillement, sera très faible.

Pour la fin de l'ensoleillement une diminution du rendement est aussi observée, celle-ci est due aux conditions d'arrêt du circuit (fin d'ensoleillement et arrêt du ventilateur).

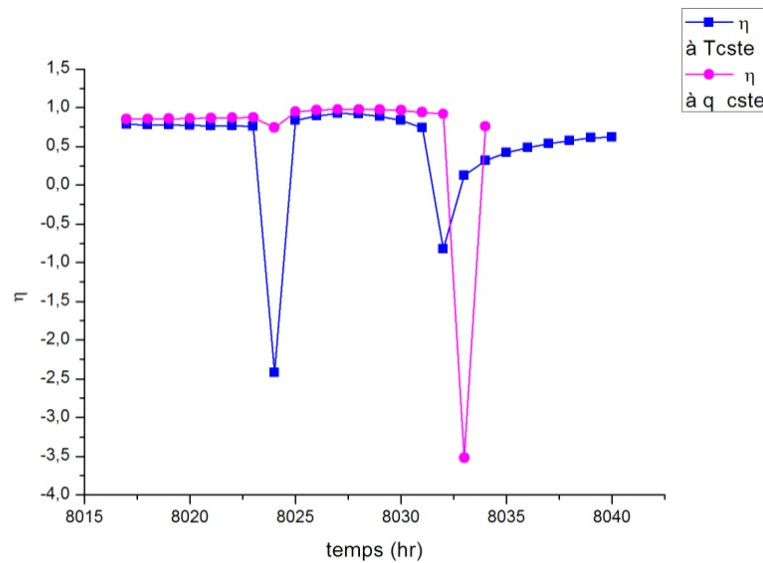


Figure 05. Rendement thermique de l'unité de stockage par lit d'empilement pour un fonctionnement à température constante et à débit constant.

II. Comparaison entre un fonctionnement avec et un fonctionnement sans recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires

II.1. Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires

Les températures de l'air à la sortie des capteurs solaires, (Fig. 06). Pour un fonctionnement sans recyclage et à température constante à l'entrée du milieu de stockage, dès 20°C au début de la simulation, la température augmente soudainement pour se stabiliser sur les 25°C jusqu'au début de l'ensoleillement (à la 8024^{ème} heure), on inscrit 30°C. La température continue d'augmenter linéairement jusqu'à 43.5°C à la 8028^{ème} heure, s'ensuit une chute de la température vers 27°C à la fin de l'ensoleillement c'est-à-dire à 8034 heures. On note une nouvelle chute de la température vers 18°C à la 8035^{ème} heure et reste ainsi maintenue pour le reste du temps de simulation.

Pour un fonctionnement avec recyclage de l'air, la courbe des températures est au-dessus de celle représentée dans le cas précédent. Une augmentation soudaine de 20°C vers 27°C, au début de la simulation. La progression de la température suit une gaussienne pour atteindre un sommet de 48°C à la 8028^{ème} heure, la température se stabilise à ce niveau ne diminuant que légèrement vers

45°C à la 8034^{ème} heure, fin de l'ensoleillement. Une chute brute est notée vers 12°C, la température y demeure pour le reste du temps de simulation.

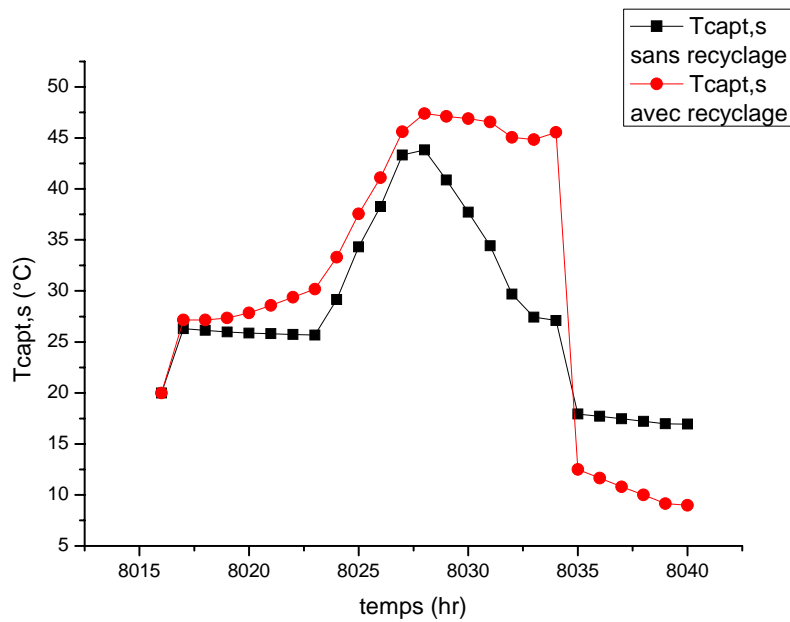


Figure 06. Évolution de la température à la sortie des capteurs solaires, dans le cas de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires.

II.2. Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur

L'évolution des températures sur les différents paliers du lit de stockage, (Fig.07), montre des profils différents pour les deux cas de simulations effectués.

Pour le palier inférieur et pour la courbe correspondant au fonctionnement sans recyclage ; l'évolution de la température montre qu'à partir de 20°C au début de la simulation, elle continue d'augmenter selon une loi de Boltzmann, pour atteindre un maximum de 36°C à la 8033^{ème} heure, qui représente la fin de l'ensoleillement. La température se stabilise vers 35°C pour le reste du temps de simulation. Pour la courbe correspondant au fonctionnement avec recyclage de l'air, la température évolue à partir de 20°C au début de la simulation, et elle croît suivant une loi

$$y = A_1 + (A_2 - A_1) / (1 + 10^{((\log x_0 - x) * p)}) \quad (V.4)$$

On note 24°C au début de l'ensoleillement (à 8023 heures), et 42°C à la fin de l'ensoleillement c'est-à-dire à la 8034^{ème} heure ; on note une légère augmentation et un rétablissement vers les 42°C pour le reste du temps de la simulation.

Pour le palier supérieur, et pour la courbe correspondant au fonctionnement sans recyclage, nous notons deux zones d'évolution de la température, la première correspond au début de la simulation jusqu'au début de l'ensoleillement c'est-à-dire 8023 heures, la température y évolue selon une loi exponentielle atteignant 26°C. A partir de cette température la progression suit une loi gaussienne avec un sommet de 41°C à la 8029^{ème} heure, une chute alors est notée pour atteindre les 29°C à la fin de l'ensoleillement c'est-à-dire 8034 heures. La température demeure ainsi, pour le reste du temps de simulation. Pour la courbe correspondant au fonctionnement avec recyclage, le comportement est similaire à celui du fonctionnement sans recyclage mais en étant supérieure numériquement, avec un pic de 46°C à la 8031^{ème} heure. Une légère diminution vers 44°C pour la fin du temps de simulation (c'est-à-dire) minuit.

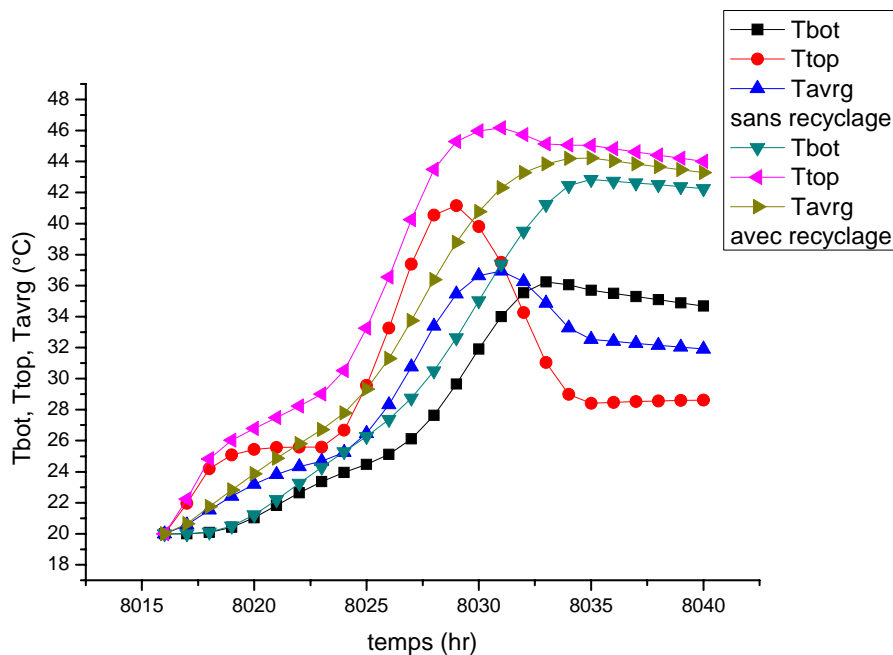


Figure 07. Évolutions des températures sur les différents paliers du lit de stockage, dans le cas de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires.

II.3. Évolution de la quantité de chaleur au sein du lit de stockage de chaleur

L'évolution de la quantité de chaleur emmagasinée dans le lit de stockage, (Fig.08). Pour le cas de fonctionnement sans recyclage, la température évolue linéairement suivant une pente, du début de la simulation jusqu'au début de l'ensoleillement à la 8023^{ème} heure, atteignant ainsi 25000 kJ, à partir de cette instant la courbe change de pente et suit une évolution en cloche pour arriver à un pic de 84000 kJ à la 8030^{ème} heure. La quantité de chaleur chute ensuite vers

60000 kJ à la 8034^{ème} heure c'est-à-dire à la fin de l'ensoleillement, cette valeur est maintenue pour la fin de la simulation.

Pour un fonctionnement avec recyclage, la quantité de chaleur emmagasinée suit une évolution très proche de la loi de Boltzmann, (Fig. 09), et nous pouvons remarquer que celle-ci évolue au-dessus de celle propre au fonctionnement sans recyclage, on inscrit alors 35000 kJ à la 8023^{ème} heure qui représente le début de l'ensoleillement, cette progression continue atteignant un maximum de 120000 kJ à la 8034^{ème} heure c'est-à-dire à la fin de l'ensoleillement, nous notons alors une légère diminution de la quantité de chaleur vers les 115000 kJ pour le reste du temps du simulation.

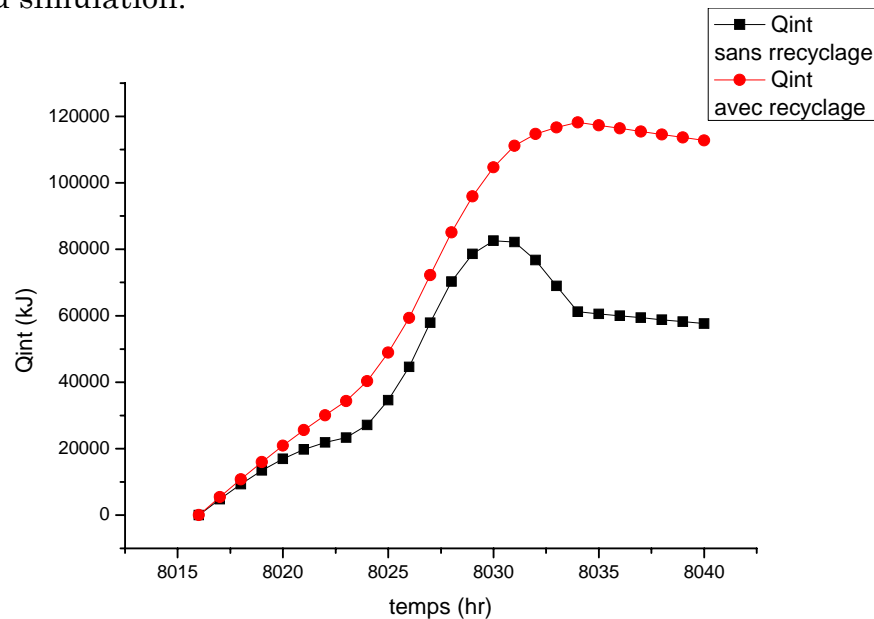


Figure 08. Évolution de la quantité de chaleur emmagasinée dans la lit de stockage, dans le cas de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires, exprimée en kJ.

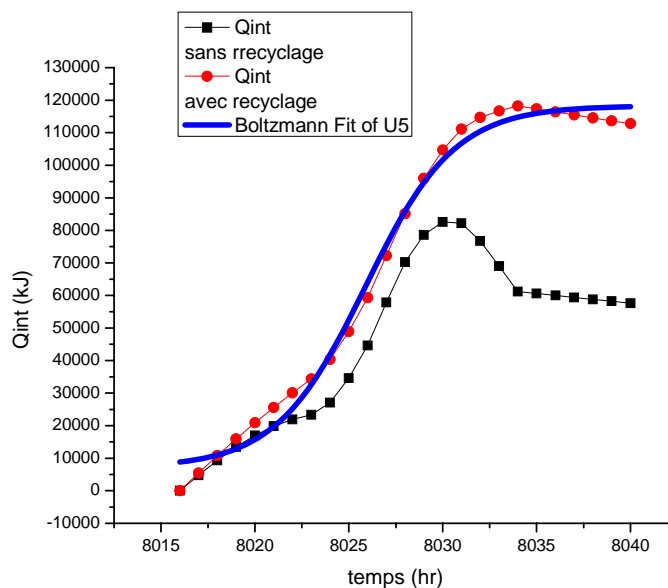


Figure 09. Approximation de la courbe d'emmagasinement de la quantité de chaleur dans le cas « avec recyclage », par la loi de Boltzmann.

II.4. Variation des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur

La progression des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur, (Fig. 10). Pour le cas de fonctionnement sans recyclage, la courbe montre une progression linéaire, nous inscrivons ainsi 400 kJ/hr à la 8023^{ème} heure, qui représente le début de l'ensoleillement, les pertes thermiques continuent d'augmenter atteignant un maximum de près de 750 kJ/hr à la 8031^{ème} heure, pour ensuite marquer une diminution vers les 600 kJ/hr à la 8034^{ème} heure fin de l'ensoleillement, cette valeur est maintenue pour le reste du temps de simulation.

Pour le fonctionnement avec recyclage d'air, la courbe des pertes thermiques est au-dessus de celle pour un fonctionnement sans recyclage, une progression régulière est notée pour atteindre au maximum de plus de 900 kJ/hr vers la fin de l'ensoleillement (8034 heures), les pertes thermiques y restent constantes jusqu'à la fin du temps de simulation.

Pour cette dernière observation, nous pouvons dire que plus nous fournissons un flux d'air important aux capteurs solaires (même en l'absence d'ensoleillement), plus la quantité de chaleur stockée augmente et les pertes thermiques ne cessent d'augmenter.

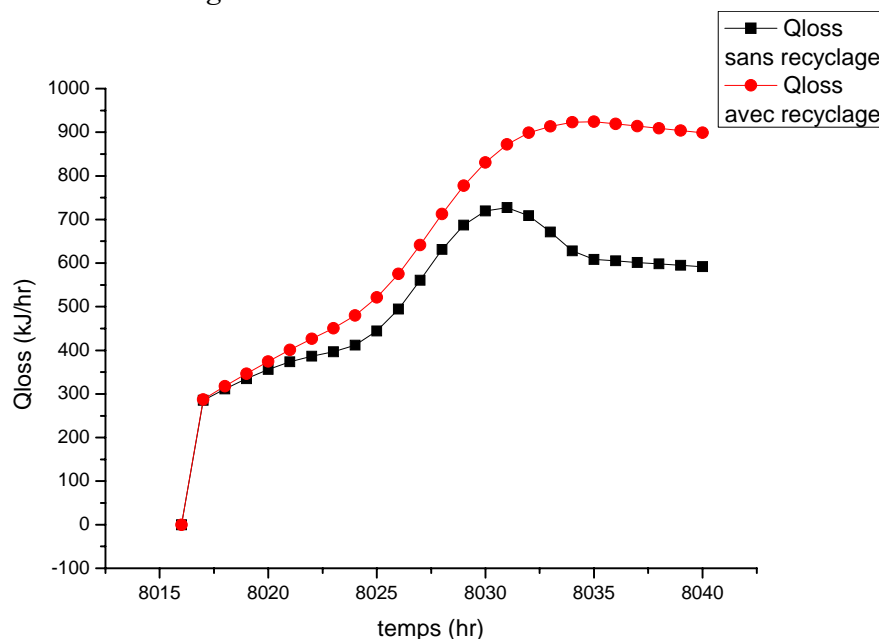


Figure 10. Évolution des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur, dans le cas de fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires, exprimée en kJ/hr.

II.5. Le rendement thermique pour les deux configurations

Le rendement thermique de l'unité de stockage pour un fonctionnement sans et avec recyclage de l'air de sortie du lit d'empilement, (Fig. 11), est représenté en fonction du temps de simulation. Pour la période avant l'ensoleillement le rendement thermique (pour les deux cas de configurations) est maintenu à 0.8 jusqu'à la 8023^{ème} heure. À partir de 8024 heures on note une chute aiguë du rendement (pour un fonctionnement sans recyclage) et vers 0.3 (pour un fonctionnement avec recyclage). Cette chute est supposée due aux conditions de démarrage du circuit.

Pour la période d'ensoleillement le rendement thermique de l'unité de stockage se rétablit à 0.92 au maximum (pour le cas sans recyclage) et 0.88 au maximum (pour le cas avec recyclage). À la 8031^{ème} heure le rendement chute fortement pour le cas de fonctionnement avec recyclage et reprend à la 8032^{ème} heure vers 0.7, pour le cas de fonctionnement sans recyclage la diminution du rendement se produit en retard vers la 8032^{ème} heure atteignant une valeur minimale, cette valeur se rétablit vers la 8034^{ème} heure à 0.4.

D'après le résultat ci-dessous il apparaît que le rendement énergétique dans le cas d'un fonctionnement sans recyclage soit meilleur que celui pour un fonctionnement avec recyclage, pendant la période ensoleillée de la journée du 1^{er} Décembre.

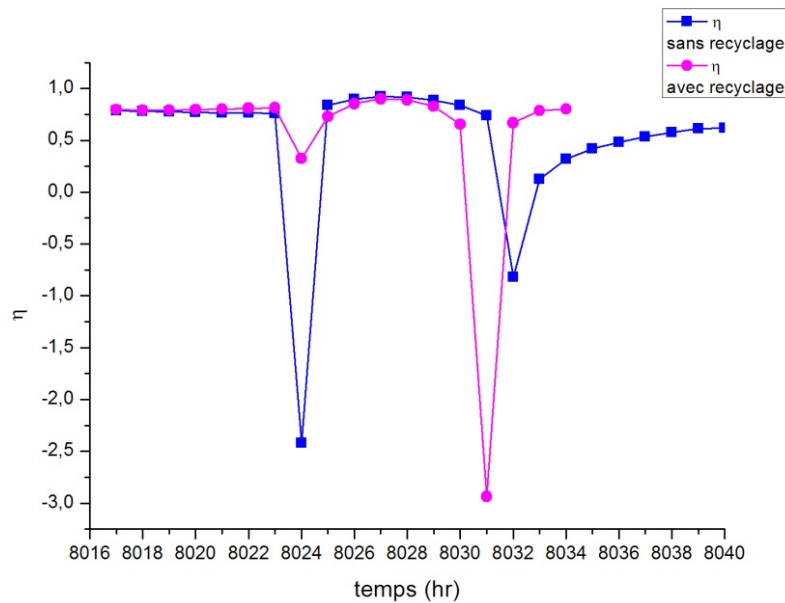


Figure 11. Rendement thermique de l'unité de stockage pour un fonctionnement sans et avec recyclage de sortie du lit.

III. Variation des dimensions du lit de stockage de chaleur

Le volume du stockage calculé dans le chapitre IV, est donné par l'équation (IV.2). Il est égal à $0.3\text{m}^3/\text{m}^2$, et peut être estimé ainsi à 3m^3 , avec une longueur du lit de 1.8m, une section droite égale à 1.66m^2 et un périmètre de 6,92m. Nous allons dans cette simulation comparer les résultats obtenus pour $L=1.8\text{m}$ à ceux d'une longueur plus faible ($L=1\text{m}$), afin de voir quel influence le paramètre de longueur peut-il avoir sur l'évolution thermique du lit de stockage.

III.1. Évolution de la température de l'air à la sortie du ventilateur

La température à la sortie du ventilateur, (Fig. 12), pour deux longueurs du lit de stockage. Nous faisons varier ces deux longueurs pour un volume identique, c'est à dire que lorsque la longueur de lit change, la valeur de la section droite change aussi.

Pour $L=1.8\text{m}$ ($S=1.66\text{m}^2$), la température à la sortie du ventilateur croit progressivement jusqu'à la 8028^{ème} heure. À cette heure la température se stabilise entre les deux valeurs 47.5 et 50°C. À la 8034^{ème} heure (heure du couché

du soleil) la température à la sortie du ventilateur chute brutalement vers 12°C et plus pour le reste du temps de simulation, la chute de température est causée par l'arrêt programmé du ventilateur.

Pour $L=1\text{m}$ (3m^2), la température à la sortie du ventilateur, montre le même profil que pour le cas de $L=1.8\text{m}$, croissance progressive jusqu'à la 8028^{ème} heure, à partir de cette heure on remarque une stabilisation de la température, qui est légèrement supérieure à la température dans le cas de $L=1.8\text{m}$. La température chute à la 8034^{ème} heure vers 12°C (pour cette partie de l'évolution de la température les deux courbes pour $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$, se superposent).

Nous remarquons que la température à la sortie du ventilateur, pour les deux cas de figure, présentent une zone de stabilisation de la température (entre 8028 heures et 8034 heures). La quantité de chaleur (ayant ce profil de température) sera injectée à l'entrée du milieu de stockage satisfiera à la condition d'homogénéité de la température à l'entrée du lit de stockage durant l'intervalle de temps [8028-8030] heures.

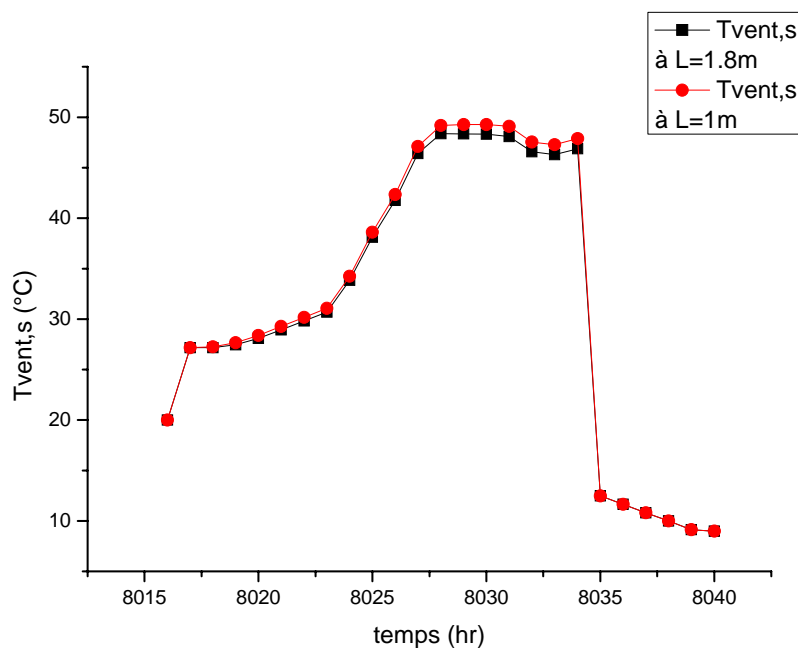


Figure 12. Évolution de la température à la sortie du ventilateur

III.2. Évolution des températures sur différents paliers du lit de stockage de chaleur

La température sur le palier supérieur du lit de stockage, (Fig. 13), diffère pour les deux cas de longueurs $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$. En observons les deux courbes

d'évolution de la température, nous voyons qu'il y a totale superposition entre celles-ci ($L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$), mais cela pour un intervalle de temps entre [8016-8028] heures seulement. À la 8029^{ème} heure, les deux courbes se séparent l'une de l'autre, nous voyons que la température pour $L=1\text{m}$ évolue au-dessus de celle du cas $L=1.8\text{m}$. Le maximum de température atteint 48°C à la 8031^{ème} heure ensuite elle diminue pour se stabiliser vers 46.5°C pour la fin de simulation. La température dans le cas de $L=1.8\text{m}$ montre le même profil d'évolution que dans le cas précédent avec un maximum proche de 48°C et diminue faiblement vers 45°C pour le reste du temps de simulation.

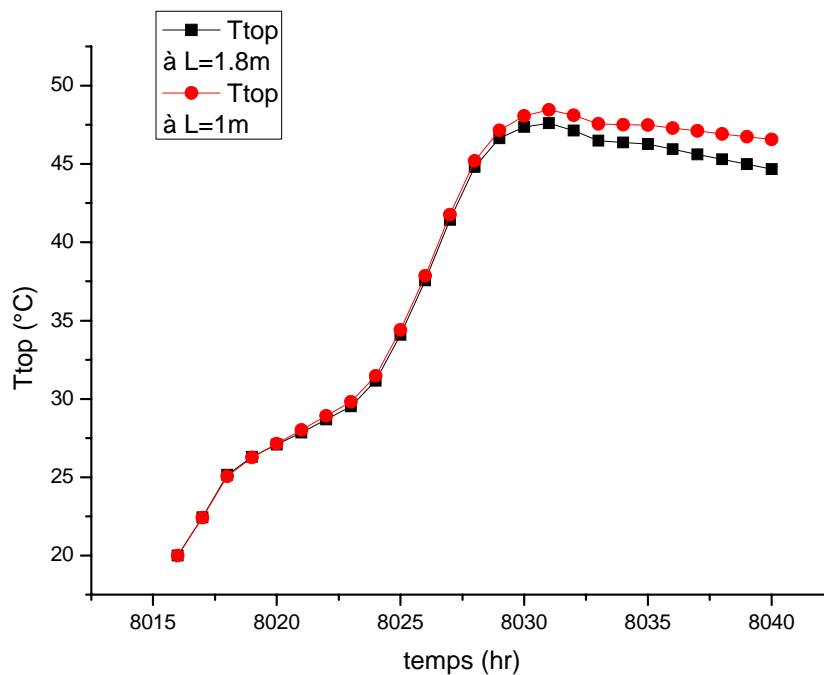


Figure 13. Évolution de la température sur le palier supérieur du lit de stockage, exprimé en ($^\circ\text{C}$).

Pour le palier inférieur du lit de stockage, (Fig. 14), les deux courbes de température pour chacun des cas $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$ évoluent suivant le même profil, à partir de 20°C au début de la simulation, la température dans les deux cas augmente progressivement, on note 26°C au début de l'ensoleillement, la température continue de progresser vers un maximum de 46°C pour $L=1\text{m}$ et de 44°C pour $L=1.8\text{m}$ à la 8034^{ème} heure (la fin de l'ensoleillement). On note enfin une stabilisation de la température vers les 46°C pour $L=1\text{m}$ et 43 à 44°C pour $L=1.8\text{m}$, pour le reste du temps de simulation.

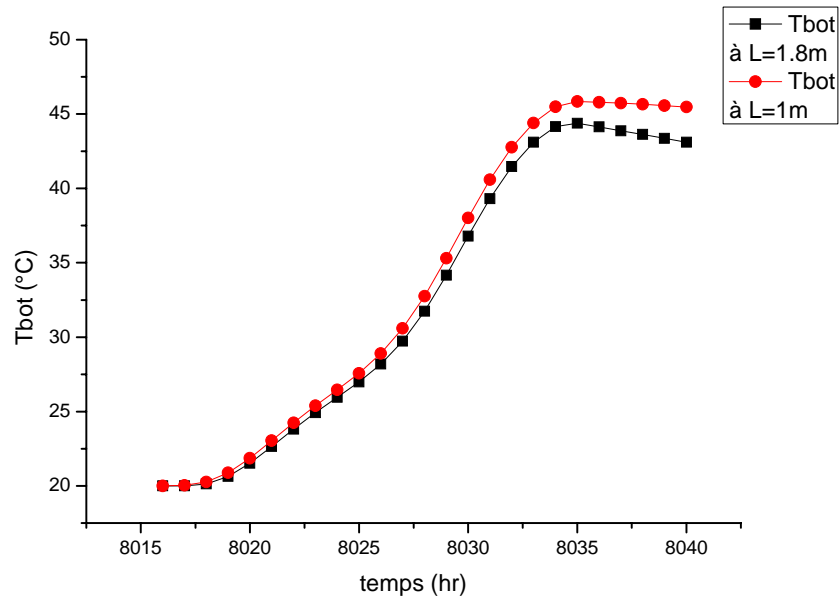


Figure 14. Évolution de la température sur le palier inférieur du lit de stockage, exprimé en (°C).

En moyenne l'évolution de la température dans les deux cas $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$, (Fig.15), montre le même profil. On voit une nette superposition des deux courbes du début de la simulation jusqu'à la 8030^{ème} heure. En moyenne les températures maximales sont de 47°C pour $L=1\text{m}$ et de 45°C pour $L=1.8\text{m}$.

Nous concluons pour ces résultats que les températures sont plus importantes dans le cas de longueur du lit de stockage égale à $L=1\text{m}$.

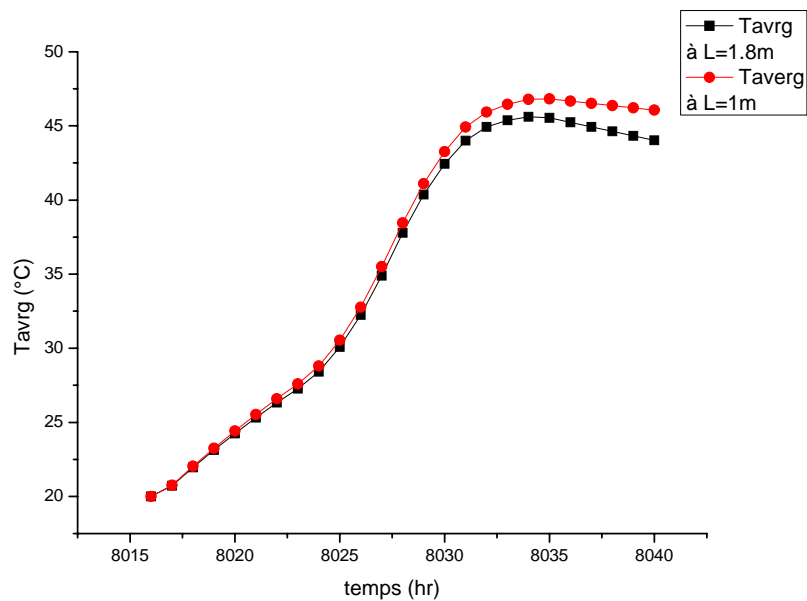


Figure 15. Évolution de la température moyenne dans le lit de stockage, pour $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$, exprimé en °C.

III.3. Évolution de la quantité de chaleur stockée au sein du lit de stockage

La quantité de l'énergie emmagasinée dans le lit de stockage, (Fig. 16), est comparée pour les deux cas de longueur $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$.

La quantité d'énergie emmagasinée dans le lit, augmente progressivement selon une loi de Boltzmann (Fig. 17 et Tableau 01), elle croit de 40000 kJ dès la 8024^{ème} heure et continue d'augmenter vers 110000kJ pour $L=1.8\text{m}$ et 115000 kJ pour $L=1\text{m}$ à la 8034 heure. Cette quantité se stabilise à ce niveau de stockage pour le reste du temps de simulation.

Équation	$y = A_2 + (A_1 - A_2)/(1 + e^{((x-x_0)/dx)})$.		
Coefficient d'ajustement	0.98754		
		Valeurs	Erreur
Q_{int} pour $L=1.8\text{m}$	A1	7679,8	2879,87
Q_{int} pour $L=1.8\text{m}$	A2	109380.286	1837.5
Q_{int} pour $L=1.8\text{m}$	x_0	8025.71	0.25
Q_{int} pour $L=1.8\text{m}$	dx	2.24	0.23
Q_{int} pour $L=1\text{m}$	A1	6882.03	2742.25
Q_{int} pour $L=1\text{m}$	A2	117092.02	1746.33
Q_{int} pour $L=1\text{m}$	x_0	8025.81	0.225
Q_{int} pour $L=1\text{m}$	dx	2.4	0.21

Tableau 01.

Nous pouvons remarquer que la quantité de chaleur s'accumule plus dans le cas d'une longueur du lit de stockage la plus faible.

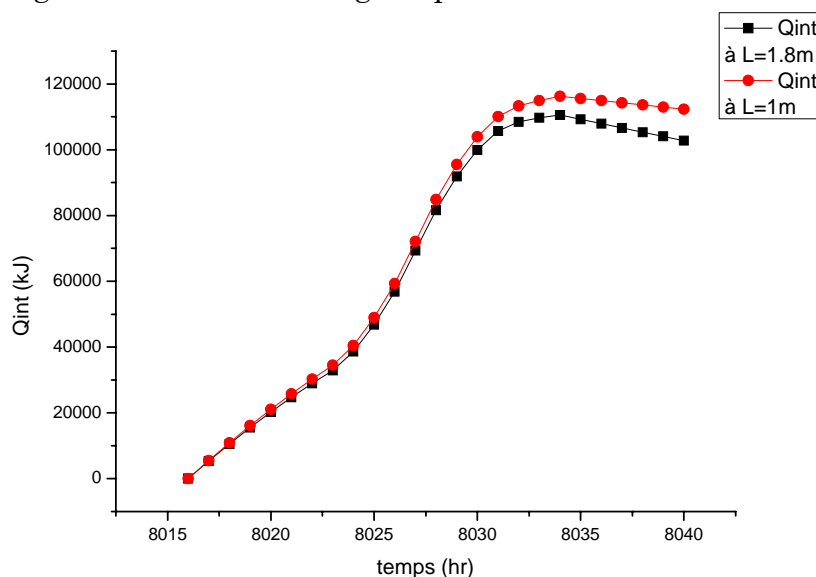


Figure 16. Évolution de la quantité de chaleur dans le lit de stockage, exprimé en (kJ).

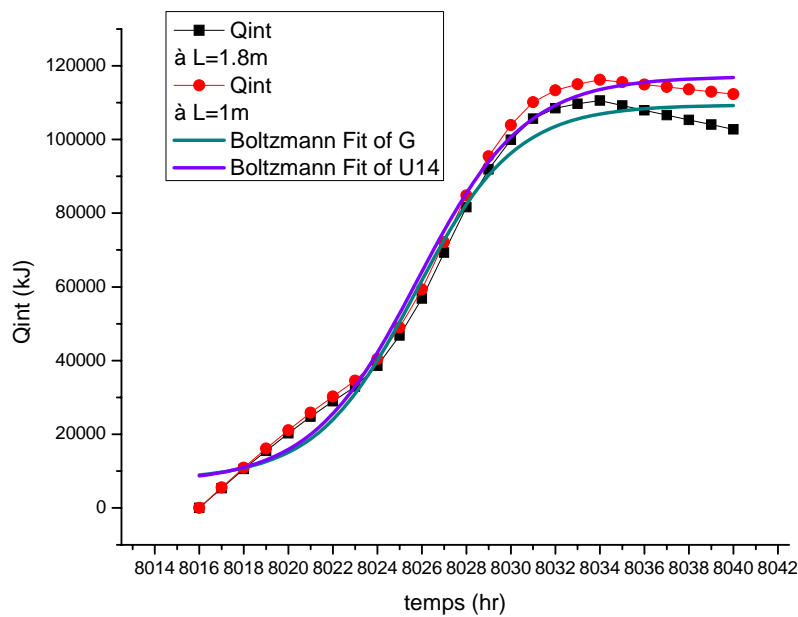


Figure 17. Approximation des courbes de quantité de chaleur par la loi de Boltzmann.

III.4. Évolution des pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur

Les pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur, (Fig. 18), pour les deux cas de longueur $L=1.8\text{m}$ et $L=1\text{m}$, présentent le même profil d'évolution mais elles sont beaucoup plus importantes dans le cas de $L=1.8\text{m}$. Elles atteignent au maximum plus de 1300 kJ/hr à la 8034^{ème} heure, mais ne présente, pour le même nombre d'heures, qu'un maximum de 700 kJ/hr pour la longueur $L=1\text{m}$.

Nous avons illustré ci-dessus le comportement des pertes thermiques dans le lit de stockage. Nous supposons alors que ces dernières selon une direction principales (privilégiée) c'est-à-dire perpendiculairement au à la propagation du transfert de la chaleur au sein des couches du lit.

Pour tirer une conclusion sur la propagation de la chaleur au sein du lit de stockage par empilement de galets, nous comparons entre un premier cas où le périmètre du lit est égal à $p=6\text{m}$ ($p=2l+2L$) et sa section droite égale à $S=3\text{m}^2$. Le second cas $p=6.92\text{m}$ et $S=1.66\text{m}^2$ (les valeurs prises pour dimensionner le lit de stockage sont calculées pour un volume identique dans les deux cas). Nous obtenons une chaleur emmagasinée au sein du lit supérieure pour le premier cas, ainsi la plus grande quantité de chaleur est obtenue pour une section droite plus

importante et un faible périmètre. Alors la chaleur se propage dans le lit de stockage verticalement et les couches chaudes se forment et se superposent suivant la direction verticale du lit, ce qu'on qualifie de stratification des couches chaudes dans le lit de stockage.

Les pertes thermiques à l'inverse de la quantité de chaleur stockée, sont plus importantes pour un périmètre important (la grandeur que nous avons varié pour augmenter la valeur du périmètre est la longueur du lit) et une faible valeur de la section droite du lit. Nous déduisons alors que les pertes thermiques vers le milieu extérieur qui s'effectue aux extrémités isolées (côtés latéraux) du lit de stockage se propagent selon une direction longitudinale principalement.

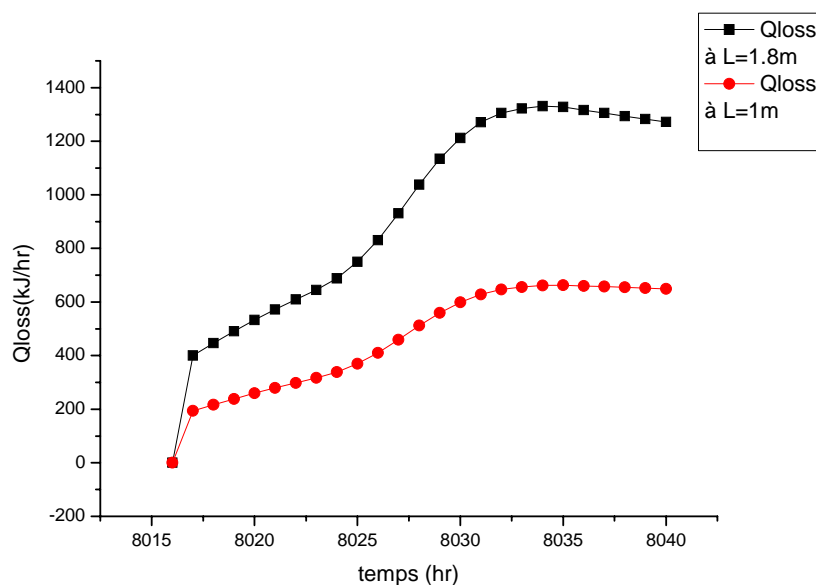


Figure 18. Évolution des pertes de chaleur dans le lit de stockage vers le milieu extérieur, exprimé en (kJ/hr).

III. 5. Le rendement thermique de l'unité de stockage

Le rendement thermique de l'unité de stockage et pour différentes valeurs de longueurs du lit de pierres, (Fig. 19), montre que pour une longueur égale à 1m le rendement est meilleur pendant la période avant l'ensoleillement et reste plus élevé durant la période d'ensoleillement de même que pour la période après ensoleillement. (Fig. 20). Pour le cas de longueur $L=1.8m$ le rendement thermique prend de l'avance vis-à-vis de la période ensoleillée, donc le stockage s'effectue plus précipitamment et la fin de la période d'ensoleillement est ressenti en avance par rapport au cas précédent et donc la durée de stockage se réduit considérablement pour une longueur égale à 1.8m.

Pour un même volume du lit de stockage, il est préféré être le moins long mais avec une section droite la plus haute possible. La durée de stockage, durant une journée, s'allonge en exploitant la période d'ensoleillement de plus de trois heures. (Fig. 20).

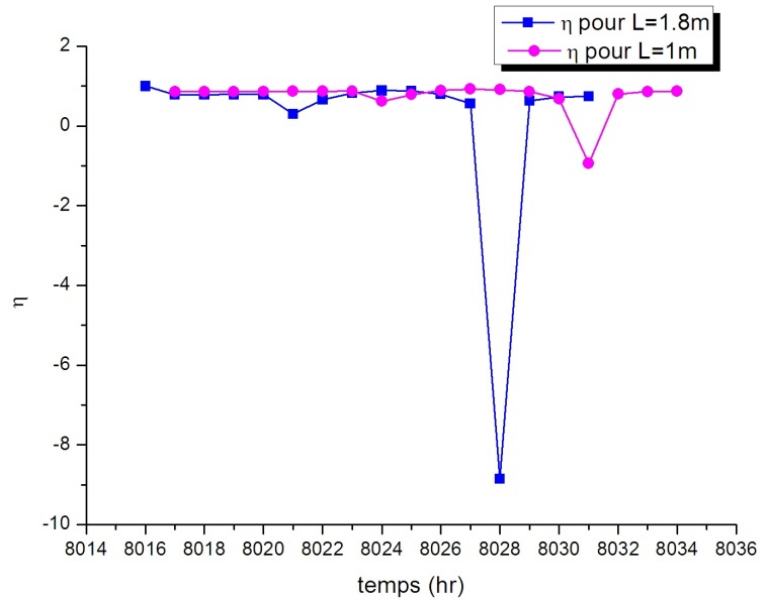


Figure 19. Rendement thermique de l'unité de stockage pour deux valeurs de longueurs du lit différentes.

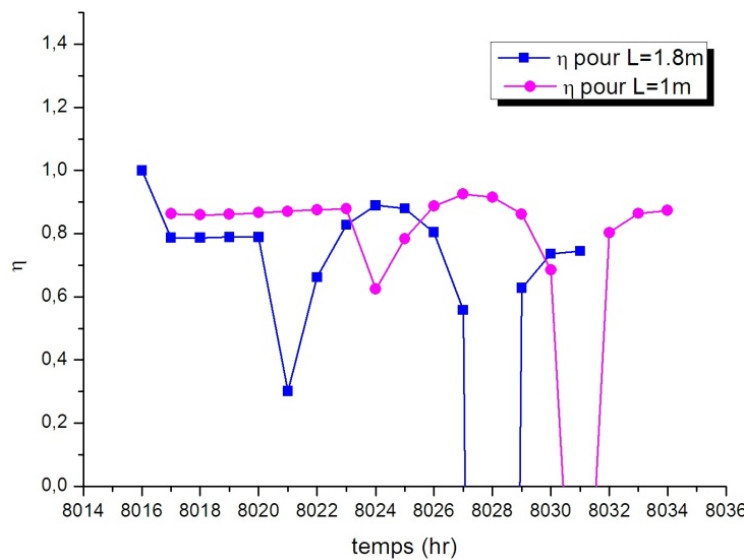


Figure 20. Rendement de l'unité de stockage.

IV. Variation des données météorologiques du site d'implantation du système de simulation

IV.1. Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires

La température de l'air à la sortie des capteurs solaires pour deux sites d'implantation différents, (Fig. 21), montre dès le début de la simulation jusqu'au début de l'ensoleillement (à la 8023^{ème} heure) une constance de la température autour des 27.5°C et cela pour les deux cas représentés.

Pour les données météorologiques spécifiques à la ville d'Alger, la température de l'air augmente selon une droite inclinée atteignant un maximum 42.5°C à la 8028^{ème} heure, celle-ci diminue alors suivant une nouvelle droite inclinée vers 35°C à la fin de l'ensoleillement (à la 8034^{ème} heure). Une chute brutale de température, est inscrite alors vers les 12.5°C à la 8035^{ème} heure pour arriver à moins de 10°C à la fin de la simulation.

Pour les données météorologiques spécifiques à la ville de Bechar, l'évolution de la température de l'air peut être approximée, dès le début de l'ensoleillement (à 8023 heures), à une gaussienne. Sur la partie croissante la température atteint 70°C à la 8029^{ème} heure. Une chute de température est notée alors, vers 40°C à la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement), celle-ci continue de diminuer vers 10°C à la 8035^{ème} heure et pour moins que cela vers la fin de la simulation.

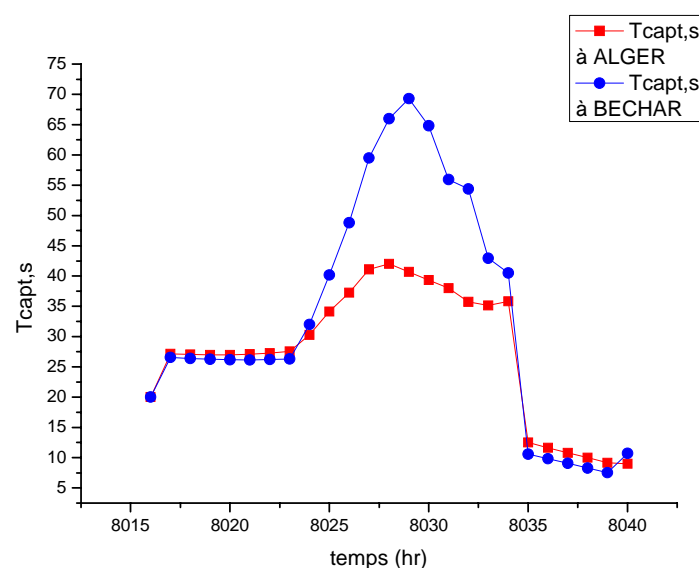


Figure 21. Évolution de la température de l'air à la sortie des capteurs solaires, pour les données météorologiques de la ville d'Alger et la ville de Bechar, en °C.

IV.2. Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage de chaleur

L'évolution de la température sur les différents paliers du lit de stockage, (Fig. 22), montre d'imposantes différences entre le deux cas de sites implantation.

Pour le palier inférieur et pour les données météorologiques de la ville d'Alger, la température au sein du lit de stockage montre une évolution suivant une loi, (Tableau 02),

$$y = A_1 + (A_2 - A_1)/(1 + 10^{((\text{Log}x_0 - x) * p)}) \quad (\text{V.5})$$

On note une valeur de 21°C au début de l'ensoleillement (à 8023 heures), l'évolution continue atteignant un niveau de température de 30°C à partir de la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement) ; pour y demeurer jusqu'à la fin du temps de simulation, (Fig. 23).

Pour le palier inférieur et pour les données météorologiques de la ville de Bechar, le profil de l'évolution de la température au sein du lit de stockage est le même que celui du cas précédent mais en se situant au-dessus numériquement. Ainsi au début de l'ensoleillement la valeur de la température est la même (21°C), le détachement entre les deux courbes s'effectue à la 8029^{ème} heure pour une température de 25.5°C, l'évolution continue atteignant à la fin de l'ensoleillement (à la 8034^{ème} heure) 36.5°C, cette valeur croit vers 39°C pour le fin du temps de simulation.

Pour le palier supérieur et pour les données météorologiques de la ville d'Alger, la température au sein du lit montre deux profils d'évolution différents. A partir du début de la simulation jusqu'à la 8024^{ème} heure (une heure après le début de l'ensoleillement), la température évolue à 27°C. Changement de profil, une augmentation vers un sommet de 37.5°C à la 8030^{ème} heure. La température chute alors vers 36°C à la 8034^{ème} heure, cette valeur de température reste constante pour le reste du temps de simulation.

En moyenne les températures qui s'affichent dans le cas des données météorologiques d'Alger sont beaucoup plus réduites par rapport au cas des données météorologiques de la ville de Bechar.

Équation		$y = A_1 + (A_2 - A_1)/(1 + 10^{((\text{Log}x_0 - x) \cdot p)})$.	
Coefficient d'ajustement	0.99595		
		Valeurs	Standard
Tbot, ALGER	A1	19.95	0.14027
Tbot, ALGER	A2	31.68	0.21379
Tbot, ALGER	LOG x0	8029	0.1709
Tbot, ALGER	p	0.157	0.00953

Tableau 02.

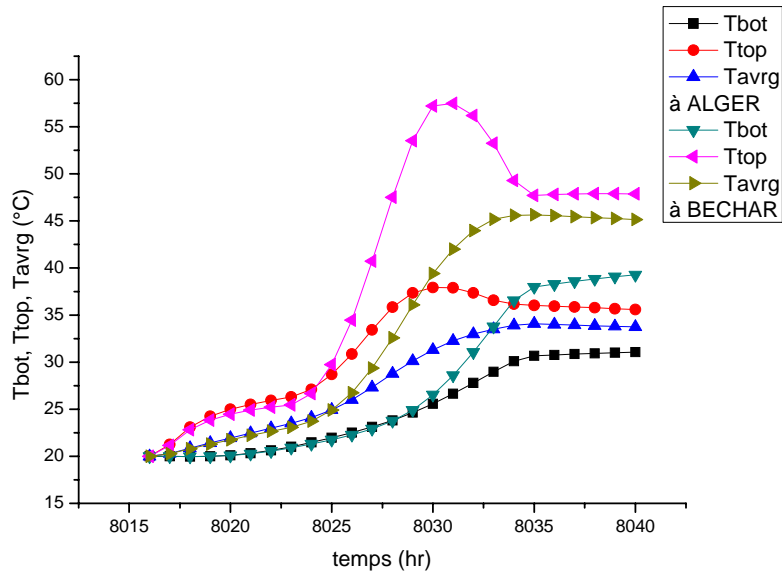


Figure 22. Évolution de la température sur différents paliers du lit de stockage, pour les données météorologiques des villes d'Alger et de Bechar, en °C.

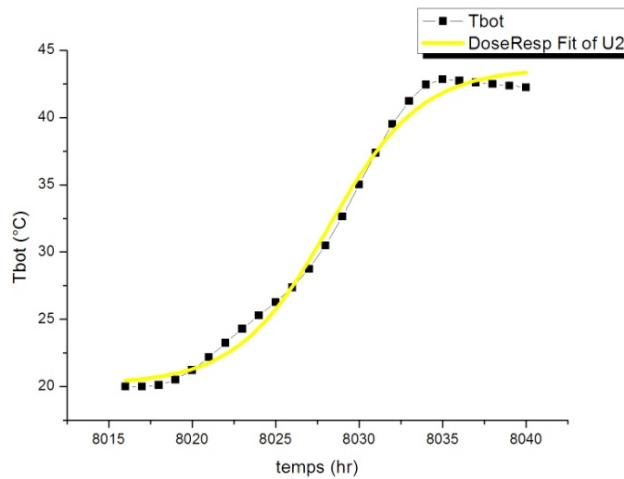


Figure 23. Approximation de la courbe d'évolution de la température sur le palier inférieur du lit de stockage pour la ville d'Alger.

IV.3. Évolution de la quantité de chaleur stockée au sein du lit de stockage de chaleur

La quantité de chaleur emmagasinée dans le lit de stockage, est beaucoup plus importante dans le cas des données météorologiques de la ville de Bechar, (Fig. 24).

Pour la ville d'Alger, l'évolution de la quantité de chaleur emmagasinée au sein du lit de stockage, suit une loi de Boltzmann, (Fig. 25), où on note 40000 kJ à la 8024^{ème} heure (une heure après le début de l'ensoleillement), une augmentation vers un maximum de 140000kJ à la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement). La quantité de chaleur reste ainsi constante jusqu'à la fin du temps de simulation.

Pour la ville de Bechar, l'évolution de la quantité de chaleur, de même que celle dans le cas de la ville d'Alger, suit une loi de Boltzmann. L'évolution des deux courbes se superpose de la 8016^{ème} heure (début de la simulation) à la 8025^{ème} heure. A la 8026^{ème} heure la quantité de chaleur atteint 75000 kJ, cette augmentation continue vers un maximum de 250000 kJ à la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement), cette valeur est maintenue pour le reste du temps de simulation.

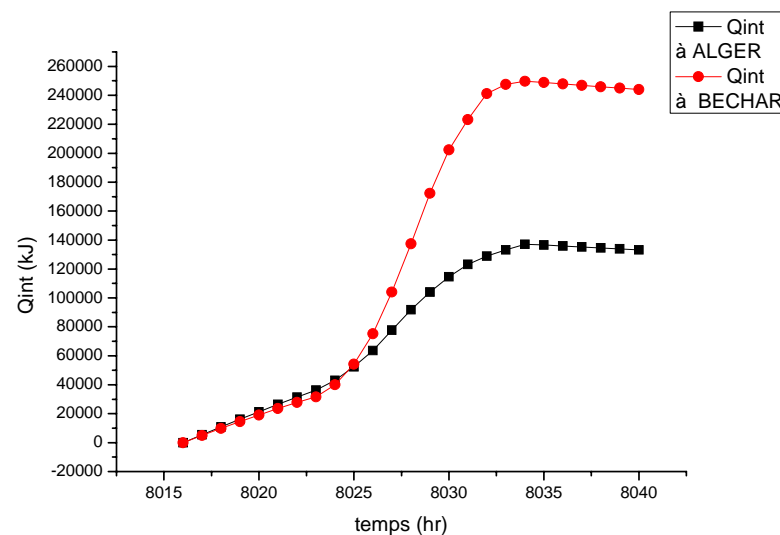


Figure 24. Évolution de la quantité de chaleur stockée au sein du lit de stockage, pour les données météorologiques des villes d'Alger et de Bechar, en kJ.

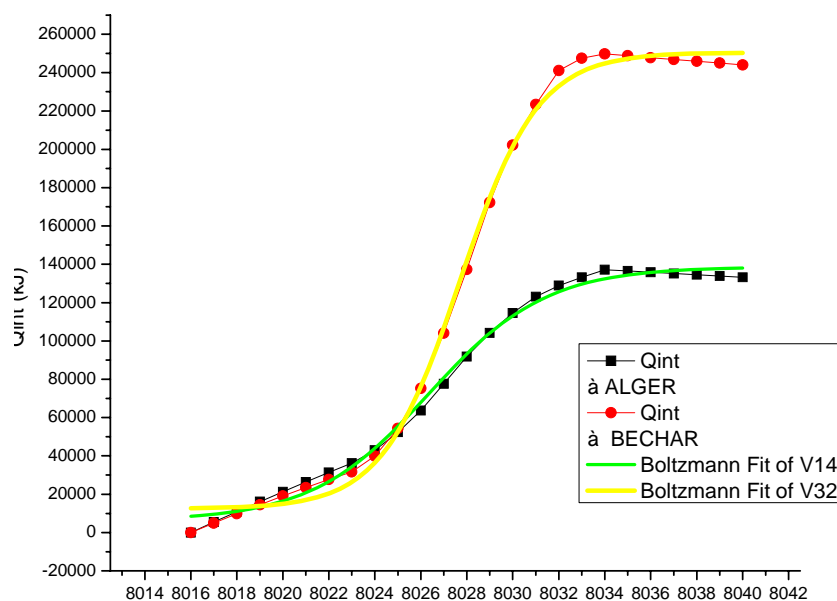


Figure 25. Approximation des courbes d'évolution de la quantité de chaleur stockée par une loi de Boltzmann.

IV.4. Évolution des pertes thermiques du lit de stockage de chaleur vers le milieu extérieur

Les pertes thermiques du lit de stockage vers le milieu extérieur, (Fig. 26), semblent plus importantes dans le cas des données météorologiques de la ville de Bechar.

Pour la ville d'Alger les pertes thermiques présentent deux profils d'évolution différents, le premier suit une évolution linéaire de la 8017^{ème} à la 8024^{ème} heure, où on note 350 kJ/hr. Le second profil s'approche à une loi gaussienne atteignant un maximum de 650 kJ/hr à la 8034^{ème} heure, cette valeur reste constante pour le reste du temps de simulation.

Pour la ville de Bechar, l'évolution des pertes thermiques du lit de stockage suit deux profils également, elle se superpose à celui du cas précédent ; de la 8016^{ème} à la 8025^{ème} heure, où on note 400 kJ/hr à la fin de cette période. Pour le second profil d'évolution des pertes thermiques, on pourra l'approximer à une loi de Boltzmann, (Fig. 27), atteignant un maximum de 950 kJ/hr à la 8034^{ème} heure (fin de l'ensoleillement), cette valeur est maintenue pour le reste du temps de simulation.

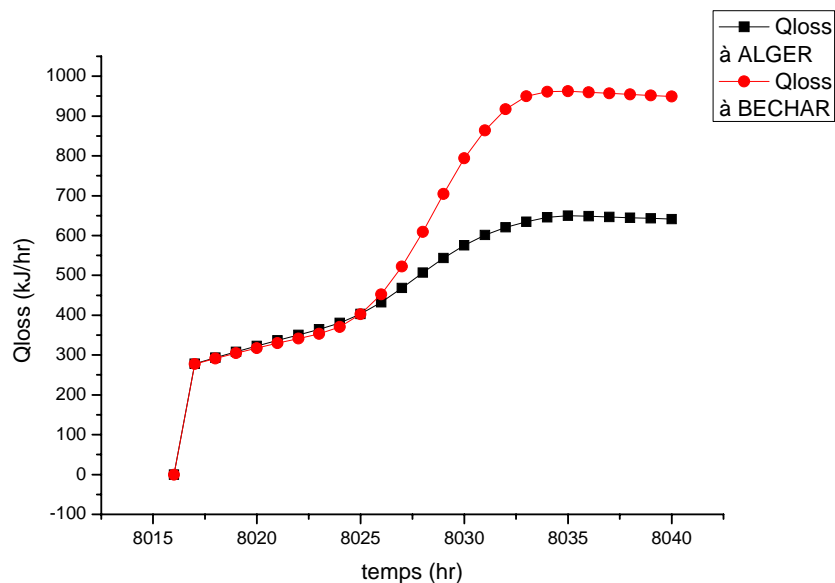


Figure 26. Évolution des pertes thermiques du lit de stockage, pour les données météorologiques des villes d'Alger et de Bechar, en kJ/hr.

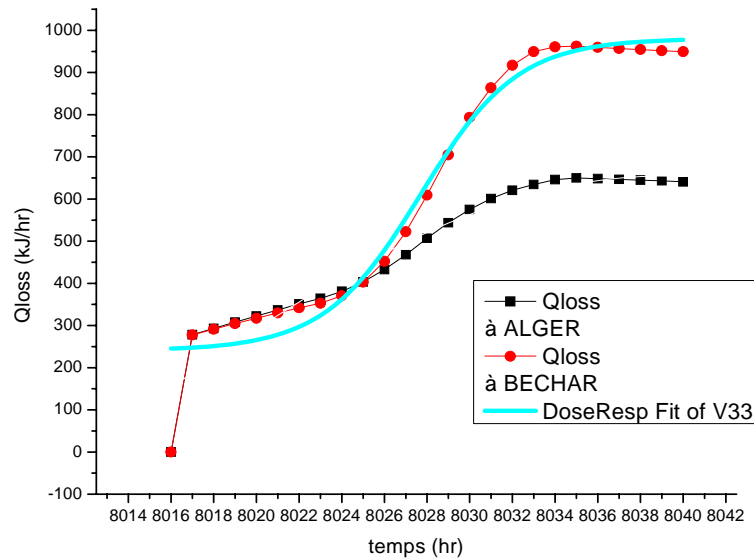


Figure 27. Approximation des courbes d'évolution des pertes thermiques du lit de stockage.

IV.5. le rendement thermique de l'unité de stockage

Le rendement thermique obtenu pour les villes d'Alger et de Bechar, (Fig.28), montre de meilleurs résultats dans le cas de l'utilisation des données météorologiques spécifique à la ville de Bechar, durant la période d'ensoleillement (du levé au couché du soleil).

Le climat chaud du grand-sud Algérien est en conclusion plus intéressant à exploiter pour les applications de l'énergie solaire.

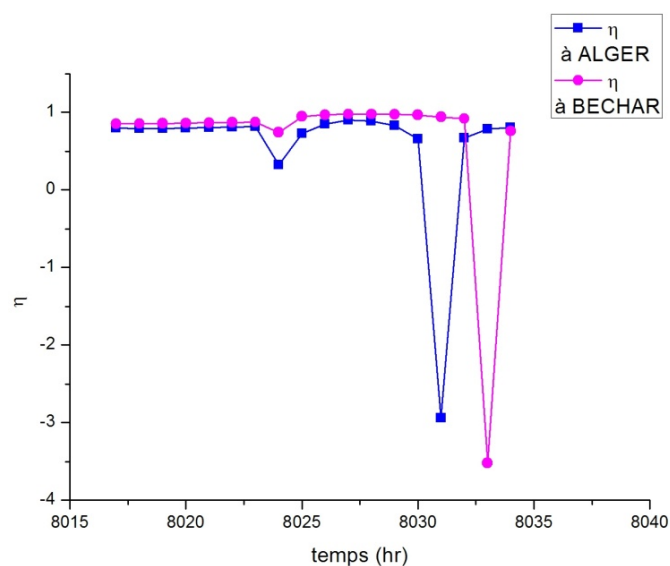


Figure 28. Rendement énergétique de l'unité de stockage pour les conditions météorologiques d'Alger et Bechar.

V. Conclusion

Nous avons fait une comparaison entre le système conventionnel qui fonctionne à débit constant et le système révélé par I.Abbud [29], qui fonctionne à température constante, et cela afin de choisir le système le plus performant. Pour toutes les grandeurs obtenues, nous observons de meilleurs résultats, dans le cas d'un fonctionnement à température constante, quoique pour le rendement thermique nous obtenons un meilleur rendement pour le cas du débit constant, cela s'explique car pour une température constante le débit sera par conséquent variable et à certains moment plus faible que la valeur du débit constant et donc le transfert thermique sera moins important dans ce cas.

Pour la deuxième simulation, nous avons effectué une comparaison entre le système à fonctionnement sans et avec recyclage de l'air à l'entrée des capteurs solaires (l'air de sortie de l'unité de stockage). Afin de choisir entre ces deux systèmes de fonctionnement nous débâtons de la progression de différentes grandeurs résultantes des deux modes de fonctionnement. Les premières interprétations faites montrent que dans le cas de fonctionnement « avec recyclage »,

- les températures à la sorties des capteurs solaires sont plus élevées ;
- les températures au sein du lit de stockage sont plus élevées ;
- la quantité de chaleur emmagasinée dans le lit de stockage est plus élevée,
- les pertes thermiques vers le milieu extérieur sont plus élevées.

Pour le troisième stade de la simulation, nous nous sommes intéressés à l'influence de la longueur du lit (L) sur les performances du système (chauffage-stockage), les grandeurs obtenues montrent

- De meilleures températures de l'air à la sortie du ventilateur, dans le cas où $L=1\text{m}$;
- De meilleures températures sur les différents paliers du lit de stockage, pour le cas où $L=1\text{m}$;
- Une meilleure quantité de chaleur emmagasinée dans le lit de stockage, pour le cas où $L=1\text{m}$;
- De plus importantes valeurs des pertes thermiques vers l'extérieur, dans le cas de longueur $L=1.8\text{m}$.
- Un meilleur rendement thermique pour $L=1\text{m}$.

D'après ces résultats, nous pouvons déduire le sens principal de propagation de la chaleur dans le lit, qui est suivant l'axe vertical du lit de stockage, nous constatons la stratification des couches chaudes au sein du lit dans ce sens ainsi que l'augmentation de la quantité de chaleur accumulée.

Pour des données météorologiques spécifiques à la région de Bechar, nous observons une hausse,

- Des températures au sein du lit de stockage,
- De la quantité de chaleur emmagasinée dans le lit, Ainsi que
- Des pertes thermiques du lit vers l'extérieur,

Le climat chaud de la ville de Bechar montre un avantage par rapport au climat du nord (Alger), nous déduisons que plus la température du milieu extérieure est élevée, plus les performances thermiques du lit de stockage par lit d'empilement de galets augmentent. Ainsi même si nous obtenons un niveau de température qui permet la restitution de la chaleur, pour des données météorologiques de la ville d'Alger, nous remarquons que le niveau de température au sein du lit de stockage, pour des données météorologiques de la ville de Bechar, est meilleur et donc bien plus intéressant pour l'extraction de l'énergie thermique pour divers application à (basse-intermédiaire-haute) température.

Conclusion Générale

Conclusion générale

L'énergie renouvelable ne constitue pas qu'une solution en cas de pénurie mais une alternative continuelle, car elle a toujours évolué en parallèle des énergies fossiles. Si aujourd'hui nous remarquons un intérêt grandissant pour ces énergies c'est à cause d'une crainte apparue pour une prédiction de la fin des réserves d'énergie fossile valable pour tout le monde. Si nous devons constituer une solution en substitution à l'énergie conventionnelle il n'est pas possible de recourir aux énergies renouvelables sans observer un intérêt au stockage de cette dernière car elle est abondante mais intermittente.

Aujourd'hui l'Algérie observe un intérêt grandissant au développement des énergies renouvelables immédiat, plusieurs projets en perspectives annoncés, 60 projets pour atteindre une production d'électricité à partir de ces énergies alternatives de 3000 MW à l'horizon 2020, l'exportation de l'énergie vers l'Europe en partenariat avec des acheteurs européens de 2000 MW d'énergie renouvelable d'ici 2020 et 10 000 MW à l'horizon 2030.

L'électricité produite par voie solaire sera subventionnée dans les wilayas du sud de l'Algérie a déclaré le Ministre des Énergies et des Mines. Présentant le bilan du plan national de soutien aux énergies renouvelables, le Ministre a rappelé, à cet effet, la réalisation d'une station de production d'électricité à partir de l'énergie solaire et du gaz à Hassi Rmel devant produire cette année 150 MW d'électricité.

L'énergie solaire est promise à un avenir prometteur en Algérie car le pays est de par sa situation géographique favorisé par l'ensoleillement et la surface saharienne est potentiellement exploitable pour l'implantation des centrales de production d'énergie par voie solaire.

L'étude présentée, propose l'exploitation de l'énergie solaire sous forme thermique à partir de capteur plan à air. Le travail effectué consiste surtout à étudié le stockage thermique constitué d'empilement d'éléments solides de petit diamètre, qui soient disposés selon un arrangement pour augmenter la surface d'échange thermique. L'étude de simulation par le logiciel TRNSYS, nous a permis d'évaluer le comportement et les performances thermiques de ce type de

milieu de stockage. Le logiciel TRNSYS nous a permis sur une interface graphique de simuler le fonctionnement d'un circuit constitué de capteurs solaires plans relié au lit de stockage thermique, à partir de ce circuit nous avons pu obtenir les rendements thermiques du lit de stockage pour différents paramètres de fonctionnement.

une comparaison entre le fonctionnement du circuit à débit constant et à température constante, révèle de meilleures performances thermiques pour le fonctionnement à débit constant mais les valeurs de températures obtenues au sein du lit ainsi que la quantité de chaleur emmagasinée sont plus élevées dans le cas d'un fonctionnement à température constante.

Le procédé de recyclage de l'air de sortie de l'unité de stockage, peut influencer le rendement du système. Pour la simulation du système de stockage avec recyclage nous obtenons de meilleurs résultats concernant l'évolution des températures et de la quantité de chaleur accumulée au sein du lit. Alors que le procédé de fonctionnement du circuit sans recyclage montre un rendement plus appréciable du lit de stockage, particulièrement vers la fin de la période d'ensoleillement.

Le volume du lit de stockage a été déterminé par la capacité thermique caractéristique du matériau de stockage utilisé, et cela afin de déterminer quel sera le volume adéquat pour emmagasiner la quantité de chaleur maximale obtenue à partir des capteurs solaires. Ce qui était intéressant de mettre en évidence c'est la meilleure distribution de l'espace (à travers la longueur, la largeur et la hauteur), pour une meilleure performance du lit de stockage, ce que nous avons réussi à mettre en évidence c'est d'observer des températures sur les différents niveaux et une accumulation de chaleur dans le lit plus importantes dans le cas d'une longueur réduite, ainsi qu'un meilleur rendement thermique pour ce cas. Il s'ensuit une conclusion, l'écoulement de l'air à travers le lit de stockage s'effectue suivant une direction principale qui est la hauteur du lit.

L'énergie thermique emmagasinée dans le milieu de stockage est en provenance de capteurs solaires plans à air, ces derniers sont influencés par les conditions météorologiques du site d'implantation. Plus la zone d'implantation est située dans un climat chaud plus l'énergie solaire disponible augmente et plus l'énergie solaire captée augmente ainsi l'énergie thermique dirigée vers le milieu de stockage devient plus importante. Et cela est vérifié car pour un climat tel que celui de la ville de Bechar, les résultats obtenus au sein du lit de stockage montrent une nette différence par rapport à ceux obtenus pour la ville d'Alger. Le rendement thermique est nettement supérieur et la durée d'exploitation de la période ensoleillée est plus importante pour la simulation adaptée aux conditions météorologiques de la ville de Bechar.

Les perspectives

Au cours de cette étude nous avons estimé les performances thermiques du milieu de stockage par lit d'empilement par une simulation avec le logiciel TRNSYS 16.

L'initiation, à partir du logiciel TRNSYS 16, au mode de stockage par lit d'empilement de galets, nous a offert une première estimation du transfert thermique au sein de lit d'empilement, Pour la continuité de nos travaux, la notion d'exergie et de rendement exergetique du lit de stockage est un paramètre intéressant à analyser.

Un montage expérimental d'un circuit de capteur solaire plan relié à une unité de stockage par lit d'empilement adapté au chauffage d'un local nous permettra d'estimer les performances du lit de stockage, un dispositif expérimental. Pour cela nous ferons varier

- La disposition (arrangement) des éléments matériels composant le lit de stockage, nous aurons ainsi accès à l'influence du taux de vide du lit de stockage,
- Variation du matériau de stockage, nous aurons ainsi accès à l'influence de la capacité thermique et de la conductivité thermique du lit de stockage,
- Variation du débit d'entrée vers le milieu de stockage,
- Variation de la sphéricité des éléments du lit de stockage.

L'étude et le développement de toute forme d'énergies renouvelables en Algérie par la recherche scientifique universitaire contribue à l'amélioration et à la formation aux technologies des énergies renouvelables car les perspectives de notre pays dans ce domaine d'énergie est très prometteuses.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Bernard Spinner, Directeur, Edouard Fabre, Directeur adjoint, **Une politique de recherche et de développement pour des énergies durables**. Action concertée ÉNERGIE du CNRS et du Ministère de la recherche et des nouvelles Technologies, Décembre 2003.

[2] C. Hamouda et A. Malek, **Analyse théorique et expérimentale de la consommation d'énergie d'une habitation individuelle dans la ville de Batna**. *Revue des Energies Renouvelables Vol. 9 N°3 (2006) 211 – 228*.

[3]. G. Krauss¹, B. Lips¹, J. Virgone¹, E. Blanco². **Modélisation sous TRNSYS d'une maison à énergie positive** (2007), gerard.krauss@insa-lyon.fr

[4]. Z. Chelghoum ¹ et A. Belhamri ². **Habitat à Bas Profil Energétique** ¹*Département d'Architecture et d'Urbanisme, Université Mentouri, Constantine.* ²*Département de Génie Climatique, Université Mentouri, Constantine.* *Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique (2001) 59-64.*

[5] R. DUMON, **Énergie solaire et stockage d'énergie**, Édition MASSON (1977).

[6] John. Duffie, William. Beckmann, **Solar Engineering of Thermal Processes**, édition JOHN WILEY & SONS, INC (1991).

[7]. Jacques Bernard. **Génie Énergétique, Énergie Solaire, calcul et optimisation**, édition ellipses (Août 2004).

[8] Aldo Vieira Da Rosa, **Fundamentals of Renewable Energy Processes**. *Stanford University (2005)*.

[9] Soteris A. Kalogirous. **Solar thermal collectors and applications**, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231-295.

[10] Article de Ekopedia, l'encyclopédie pratique. **Stockage de chaleur**, (2009). www.Ekopedia.com .

[11] Article B2 157 : **Pompe à chaleur**. Encyclopédie Techniques de l'ingénieur (2009).

[12]C. Dang Vu (*)et B. Delcambre(+).**Etude expérimentale et modélisation d'un stockage thermique de longue durée en lit de cailloux enterrés, couplé à des capteurs solaires à air**. (*) *Équipe RAMSES (E.R 293 CNRS), Bât 508, Centre Universitaire, 91405 Orsay, France*. (+) *C.S.T.B, routes des Lucioles, Sophia Antipolis, B.P. 21, 06561 Valbonne Cedex, France. Revue de Physique Appliquée* 22 (1987) 487-503.

[13] Stéphane Dupasquier. Thèse de doctorat, **Contribution à l'étude du comportement thermo-hydraulique du stockage de chaleur en aquifère**, (2001).

[14] B. DHIFAOU, W. FOU DHIL, S. BEN JABRALLAH, A. BELGHITH, **Étude expérimentale du comportement d'un milieu poreux parcouru par un écoulement d'air et soumis à un chauffage pariétal** *JITH 2007, ALBI, France*.

[15] SACADURA. **Initiation aux transferts thermiques**, édition Tec & Doc Lavoisier (2000).

[16] Yves Jannot. **Transferts thermiques**, Abaques $NUT = f(\eta)$ pour les échangeurs, (2002).

[17] T.E.W. Schumann, **Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism**, *J. Franklin Inst*, 208 (1929) 405-416.

[18] Anton Meier, Christian Winkler, Daniel Wuillemin. **Experiment for modeling high temperature rock bed storage** *Paul Scherrer Institute, Laboratorium für Energie- und Velfahrenstechnik, CH-5232 Villigen PSI, Switzerland*. *Solar Energy Materials* 24 (1991) 255-264 North-Holland

[19] D. YOGI GOSWAMI, FRANK KREITH, **Principles of Solar Engineering**. *JAN F. KREIDER, University of Colorado, Taylor and Francis* (1999).

[20] DONALD E BEASLEY and JOHN A. CLARK. **Transient response of a packed bed for thermal energy storage.** Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan Ann Arbor, MI 48109, U.S.A. *Int J. Heat Mass Transfer*. Vol. 21, No. 9, pp. 1659-1669, (1984) Printed in Great Britain

[21], ADNAN M. WAKED, **Solar energy storage in rocks,** Mechanical Engineering Department, Kuwait University, P.O. Box 5969, Kuwait. *Solar & Wind Technology* Vol. 3, No. 1, pp. 27-31, 1986.

[22] A. A. M. Sayigh, *Solar Energy Application in Building*, pp. 81-104. Academic Press, New York (1979).

[23] SaezE, McCoy BJ. Dynamic response of a pecked bed thermal storage system – a model for solar air heating. *Solar Energy J* 1982; 29: 201-6.

[24] Balakrishnan Arcot R. Pei David. Heat transfer in packed bed systems-a critical review *Ind Eng chem. (Process Des Dev)* 1979; 18(1):30-40.

[25] Wyman C, Castel J. Kreith F. **A review of collector and Energy Storage technology for intermediate temperature applications.** *Solar Energy* 1979, 24:517-40.

[26] C. Choudhury, P. M. Chauhan, H. P. Garg, **Economic design of a rock bed storage device for storing solar thermal energy.** *Solar Energy Vol 55 N° 1,pp. 29-37, 1997.*

[27] I. Abbud, G.O.G. Lof, and D.C. Hittle, **Simulation of solar air heating at constant temperature.** *Solar Energy Application Laboratory, Colorado State University.* THE 1993 American Solar Energy Society, Annual Conference Washington, DC

[28] H. H. Ozturk; A. Bascetinçelik. **Energy and Exergy Efficiency of a Packed-Bed Heat Storage Unit For Greenhouse Heating.** *Biosystems engineering (2003) 86 (2), 231-245.*

[29] T. AJZOUL, H. EZBAKHE, A. EL BOUARDI, N. LAMKHAROUET, **Commande optimale d'un stockage thermique,** *12^{ème} Journée Internationales de Thermique, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005.*

- [30] D.M. Crandall, E.F. Thacher *. **Segmented thermal storage**. *Solar Energy* 77 (2004) 435–440.
- [31] Lof GOC, Hawley RW. **Unsteady state Heat transfer between air and loose Solids**. *Ind Eng Chem. J* 1948;40(6):1061–71.
- [32] Furnas CC. **Heat transfer from a gas stream to a bed of broken solids**. *Ind Eng Chem. J* 1930;721–31.
- [33] Chandra Pitam, Willits DH. **Pressure drop and heat transfer characteristics of air rock bed thermal storage systems**. *Solar Energy* 1981; 26(6):547–53.
- [34] Sagara K, Nakahara N. **Thermal performance and pressure drop of rock beds with large storage materials**. *Solar Energy* 1991; 47(3):157–63.
- [35] K. A. R. Ismail*, R. Stuginsky Jr, **a parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage**. *Applied Thermal Engineering* 19 (1999) 757-788.
- [36] J. Beek, **Design of packed catalytic reactors**, *Adv. Chem. Engng.* 3 (1962) 203-271.
- [37] D. Vortmeyer, R.J. Schaefer, **Equivalence of one and two-phase models for heat transfer processes in packed beds: one dimensional theory**, *Chem. Engng. Sci.* 29 (1974) 485-491.
- [38] TRNSYS 16 Documentation, volume 05. **Component Mathematical Description** (2007).
- [39] RETScreen International, centre d'aide à la décision sur les énergies propres. **Manuel d'ingénierie et d'études de cas RETScreen**. Troisième édition, Janvier 2006. www.retscreen.net
- [40] Soteris A. Kalogirou, **Use of TRNSYS for modeling and simulation of a hybrid pv-thermal solar system for Cyprus**. *Higher Technical Institute, Renewable Energy* 23 (2001) 247-260.

[41] METEOTEST Fabrikstrasse 14, CH-3012 Bern, Switzerland. office@meteotest.ch
www.meteotest.com, www.meteonorm.com, Tel. +41 (0)31 307 26 26, Fax +41 (0)31 307 26
10

[42] Chapitre 5. **Transfert de chaleur dans un milieu poreux.** *ECOULEMENT MULTIPHASE EN MILIEUX POREUX. RENE LEFEBVRE (2003).*

[43] Ranjit Singh a,* , R.P. Saini b, J.S. Saini b, **Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes.** a Alternate Hydro Energy Centre, Indian Institute of Technology Roorkee, Roorkee 247 667, UA, India. b Mechanical and Industrial Engineering Department, Indian Institute of Technology Roorkee, Roorkee 247 667, UA, India. *Solar Energy* 80 (2006) 760–771.

[44]A. Mawire, M. McPherson, R. R. J. VandenHeetkaamp, **Simulated energy and exergy analyses of the charging of an oil pebble bed thermal energy storages system for a solar cooker.** Department of Physics and Electronics, North West University, Mafikeng Campus, Private Bag X2046, Mm batho 2735, South Africa. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 92 (2008) 1668–1676T.

[45] A. Boulemtafes, **Simulation numérique de l'Amélioration du transfert thermique dans un capteur solaire à air.** Mémoire de Magister (2010).

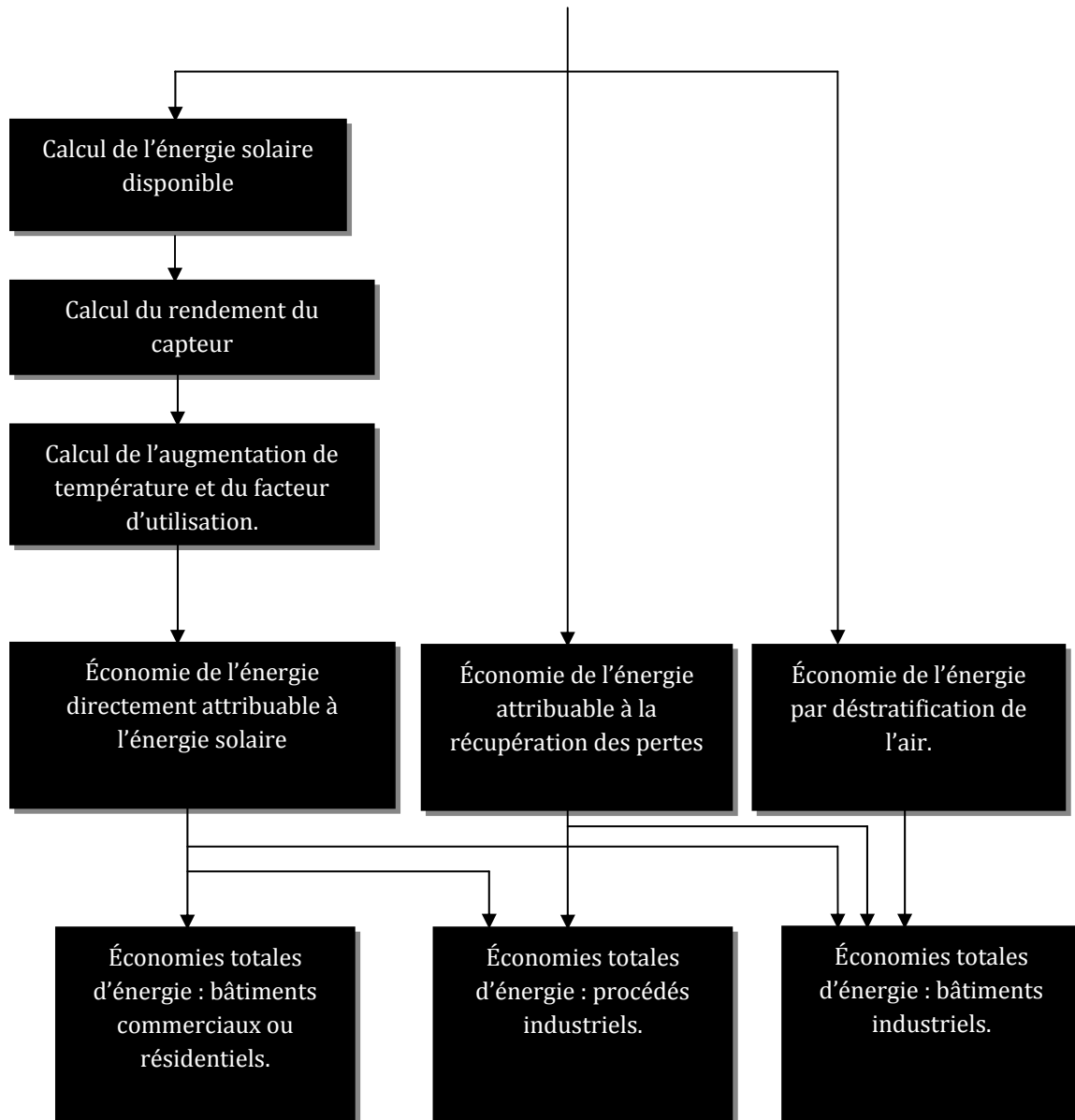
[46] APRUE, IDAE, Journal Officiel N° 51 du 02 août 1999. **Projet AESTBM. Annexe 2.**

[47] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huezt, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil. **Échangeur de chaleur, Problèmes de fonctionnement.** Encyclopédie Techniques de l'ingénieur (2009), Article B2 344

ANNEXES

Résultats de l'étude de pré faisabilité par *RETScreen 4.1*

Schéma fonctionnel du modèle énergétique pour système de chauffage solaire de l'air



Information sur le projet

[Voir la Base de données de projets](#)

Nom du projet: Résidentiel - À vitrage
 Lieu du projet: ALGER
 Préparé pour: PROJETR DE MAGISTER
 Préparé par: S. ADJIRI
 Type de projet: Production de chaleur
 Technologie: Système de chauffage solaire de l'air
 Type d'analyse: Méthode 2
 Pouvoir calorifique de référence: Pouvoir calorifique inférieur (PCI)
 Afficher paramètres:
 Langue - Language: French - Français
 Manuel de l'utilisateur: French - Français
 Devise: Euro
 Unités: Unités métriques

Conditions de référence du site

[Choisir le lieu des données climatiques](#)

Lieu des données climatiques: Dar-El-Beida/Houari
 Afficher information:




Lieu des données

	Unité	climatiques	Lieu du projet
Latitude	'N	36,7	36,7
Longitude	'E	3,3	3,3
Élévation	m	25	25
Température extérieure de calcul de chauffage	°C	3,1	
Température extérieure de calcul de climatisation	°C	33,2	
Amplitude des températures du sol	°C	14,2	

Mois	Température de l'air		Humidité relative		Rayonnement solaire quotidien - horizontal		Pression atmosphérique		Vitesse du vent		Température du sol		Degrés-jours de chauffage		Degrés-jours de climatisation	
	°C	°C	%	%	kWh/m²/j	kPa	m/s	°C	°C	°C-j	°C-j					
Janvier	10,8	11,6	77,2%	2,48	97,2	2,6	11,6	223	25							
Février	11,2	12,4	78,8%	3,38	97,1	2,7	12,4	190	34							
Mars	13,0	14,6	76,6%	4,59	96,9	2,9	14,6	155	93							
Avril	15,0	17,1	74,5%	5,69	96,6	3,0	17,1	90	150							
Mai	18,4	21,0	75,5%	6,49	96,7	2,9	21,0	0	260							
Juin	22,2	25,8	70,8%	7,20	96,8	3,2	25,8	0	366							
Juillet	25,3	28,9	69,3%	7,13	96,8	3,1	28,9	0	474							
Août	26,1	29,0	69,2%	6,44	96,8	2,9	29,0	0	499							
Septembre	23,6	25,8	71,2%	5,28	96,8	2,8	25,8	0	408							
Octobre	19,8	21,5	73,4%	3,82	96,9	2,6	21,5	0	304							
Novembre	15,3	16,6	76,6%	2,63	96,9	2,7	16,6	81	159							
Décembre	12,1	13,0	78,6%	2,15	97,1	2,7	13,0	183	65							
Annuel	17,8	19,8	74,3%	4,78	96,9	2,8	19,8	923	2 837							
Mesuré à	m					10,0	0,0									



[Compléter la feuille Modèle énergétique](#)

Projet de production de chaleur					
Technologie					
Système de chauffage solaire de l'air					
Caractéristiques de la charge					
Application  Ventilation Procédé					
Type d'établissement					
Température intérieure					
Température de l'air - maximum					
Valeur R - mur					
Débit d'air de conception					
Nb. de jours d'opération par semaine (jrs de semaine)					
Nb. d'heures par jour (jrs de semaine)					
Nb. de jours d'opération par semaine (fins de semaine)					
Nb. d'heures par jour (fins de semaine)					
<input checked="" type="checkbox"/> Portion d'utilisation dans le mois					
Mois					
Janvier					
Février					
Mars					
Avril					
Mai					
Juin					
Juillet					
Août					
Septembre					
Octobre					
Novembre					
Décembre					
Chaleur					
Unité					
Cas de référence					
Cas proposé					
Énergie économisée					
Surcoûts à l'investissement					
€					
Évaluation des ressources					
Système de positionnement solaire					
Inclinaison					
Azimut					
<input checked="" type="checkbox"/> Afficher information					
Rayonnement solaire quotidien - horizontal					
Rayonnement solaire quotidien - incliné					
Mois					
Janvier					
Février					
Mars					
Avril					
Mai					
Juin					
Juillet					
Août					
Septembre					
Octobre					
Novembre					
Décembre					
Annuel					
Rayonnement solaire annuel - horizontal					
Rayonnement solaire annuel - incliné					
Système de chauffage solaire de l'air					
Type					
Fabricant					
Modèle					
Surface brute par capteur solaire					
Surface de captage par capteur solaire					
Coefficient Fr (tau alpha)					
Coefficient Fr UL					
Coefficient de température de Fr UL					
Nombre de capteurs					
Surface du capteur solaire					
Pertes diverses					
Ombrage sur le capteur solaire - période d'utilisation					
Puissance supplémentaire de ventilation					
Prix de l'électricité					
Sommaire					
Électricité supplémentaire - ventilation					
Chaleur fournie					
Récupération des pertes de chaleur du bâtiment					
Système de production de chaleur					
Vérification du projet					
Type de combustible					
Rendement saisonnier					
Consommation de combustible - annuelle					
Prix du combustible					
Coût en combustible					
Cas de référence					
Cas proposé					
Gaz naturel - m³					
Électricité					
Rendement					
Consommation de combustible - annuelle					
Prix du combustible					
Coût en combustible					
MWh					
€/kWh					
Afficher information					
Débit du ventilateur du capteur solaire					
Débit du capteur solaire					
Température de l'air - augmentation moyenne					
Système de chauffage solaire de l'air - rendement saisonnier					
m³/h/m²					
m³/h/m²					
°C					
37,6%					
À vitrage					
€					
5 200					
r la Base de données de produits					

Analyse des réductions d'émissions RETScreen - Projet de production de chaleur

Analyse des émissions

Méthode 1
 Méthode 2
 Méthode 3

Sommaire des GES du cas de référence (Niveau de référence)

Type de combustible	Proportion de combustible %	Consommation de combustible	Facteur d'émissions GES	Émissions de GES
		MWh	tCO2/MWh	tCO2
Gaz naturel	100,0%	5	0,197	1,0
Total	100,0%	5	0,197	1,0

Sommaire des GES du cas proposé (Projet de production de chaleur)

Type de combustible	Proportion de combustible %	Consommation de combustible	Facteur d'émissions GES	Émissions de GES
		MWh	tCO2/MWh	tCO2
Solaire	100,0%	7	0,000	0,0
Total	100,0%	7	0,000	0,0

Sommaire des réductions d'émissions de GES

	Émissions de GES cas de référence tCO2	Émissions de GES cas proposé tCO2	Réduction annuelle brute d'émissions de GES tCO2	Frais de transaction pour les crédits de GES %	Réduction annuelle nette d'émissions de GES tCO2
Projet de production de chaleur	1,0	0,0	1,0	0%	1,0
Réduction annuelle nette d'émissions de GES	1,0	tCO2	est équivalente à	0,2	Automobiles et camions légers non utilisés

Caractéristique de l'air

L'air est un gaz compressible, sa masse volumique en kg/m^3 est fonction de la pression, de la température et du taux d'humidité

Pour de l'air sec sous pression atmosphérique normale, nous généralisons la relation de la masse volumique de l'air en fonction de la température par,

$$\rho = 1.293 \cdot \frac{273}{273+T} \text{ Avec } T \text{ en degré Celsius}$$

- La conductivité thermique de l'air varie en fonction de la température comprise entre 100 et 1600°K

$$\lambda = 1.5207 \cdot 10^{-11}T^3 - 4,857 \cdot 10^{-8}T^2 + 1.0184 \cdot 10^{-4}T - 3.9333 \cdot 10^{-4}$$

- La viscosité cinématique de l'air en fonction de la température est donnée

$$\nu = -1.363528 \cdot 10^{-14}T^3 + 1.00881778 \cdot 10^{-10}T^2 + 3.452139 \cdot 10^{-8}T - 3.400747 \cdot 10^{-6}$$

Relation entre la chaleur spécifique de l'air et la température

$$C_p = 1.9327 \cdot 10^{-10}T^4 - 7.9999 \cdot 10^{-7}T^3 + 1.1407 \cdot 10^{-3}T^2 - 4.4890 \cdot 10^{-1}T + 1.0575 \cdot 10^3$$

Le tableau 1, Rassemble les différentes caractéristiques de l'air

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg °K)	μ (10 ⁻⁶ Pl)	ν (10 ⁻⁶ m ² /s)	λ (10 ⁻³ W/m ² K)	α' (10 ⁻⁶ m ² /s)	Pr
0	1.292	1000	17.0	13.2	23.8	18.4	0.716
5	1.269	1001	17.3	13.6	24.1	19.0	0.717
10	1.247	1001	17.5	14.1	24.4	19.6	0.717
15	1.225	1002	17.8	14.5	24.8	20.2	0.718
20	1.204	1003	18.0	14.9	25.1	20.8	0.719
25	1.184	1003	18.2	15.4	25.5	21.4	0.719
30	1.164	1004	18.5	15.9	25.8	22.0	0.720
35	1.146	1005	18.7	16.3	26.1	22.7	0.720
40	1.127	1006	18.9	16.8	26.4	23.3	0.721
45	1.110	1006	19.2	17.3	26.8	24.0	0.721
50	1.092	1007	19.4	17.8	27.1	24.6	0.722
55	1.076	1008	19.6	18.2	27.4	25.3	0.722
60	1.060	1009	19.9	18.7	27.7	25.9	0.723
65	1.044	1010	20.1	19.2	28.0	26.6	0.723
70	1.029	1010	20.3	19.7	28.3	27.3	0.724

Tableau 1. Caractéristique de l'air en fonction de la température.

Annexe C

SUBROUTINE TYPE10(TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)

```
C*****
C ROCK BED THERMAL STORAGE ROUTINE
C
C WRITTEN BY:? for The Solar Energy Laboratory - University of Wisconsin Madison
C
C REVISION HISTORY:
C
C 1993-04-00 - JWT - PREPARED FOR TRNSYS 14
C 2003-10-27 - DEB - PREPARED FOR TRNSYS 16
C 2004-05-04 - JWT - fixed an error when multiple units are used.
C 2004-12-02 - JWT - Fixed the storage algorithm for this component.
C 2005-02-03 - MKu - Output and store Tavg at time=time0 (for nice plots and correct dE)
C         Do not update OUT(9) after that otherwise dE wrong
C         (supposed to be since beginning of simulation)
C         Set storage variables just before setting outputs instead of getting them
C 2005-02-09 - DEB - added an error message when flow into the top and bottom of the bed are
C         both set positive (this model only allows unidirectional flow).
C*****
! Copyright © 2004 Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. All rights reserved.
```

```
!export this subroutine for its use in external DLLs.
!DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE10
```

```
C USE STATEMENTS
  use TrnsysFunctions
  use TrnsysConstants
```

```
IMPLICIT NONE !force explicit declaration of local variables
```

```
C TRNSYS DECLARATIONS
  DOUBLE PRECISION XIN,OUT,TIME,PAR,T,DTDT,TIME0,TFINAL,DELT
  INTEGER*4 INFO(15),NP,NI,NO,NDMAX,IUNIT,ITYPE,ICNTRL
  CHARACTER*3 OCHECK,YCHECK
```

```
C SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS(NP),INPUTS(NI),OUTPUTS(NOUT),AND DERIVATIVES(ND)
C THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
  PARAMETER (NP=8,NI=5,NO=9,NDMAX=40)
```

```
C REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NO),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NO)
  DIMENSION T(*),DTDT(*)
```

```
C LOCAL VARIABLE DECLARATIONS
  CHARACTER (len=maxMessageLength) T10_Msg1
  INTEGER StorageSize,NODES,ND,J,K,IFLOW
  DOUBLE PRECISION StoreTransfer(NDMAX),XNODES,CPA,H,A,P,CPR,RHOR,
& U,COND,TI,VOL,UA,EFCOND,CAP,CAPN,THOT,FLOWH,TCOLD,FLOWC,TENV,FLH,
& FLC,AA,BB,TF,TBAR,TFBAR,TAVG,DELU,QENV,QTANK
```

```
C DATA STATEMENTS
  DATA YCHECK/'TE1','MF1','TE1','MF1','TE1'/
  DATA OCHECK/'TE1','MF1','TE1','MF1','EN1','PW1','PW1','TE1','TE1'/
  DATA IUNIT/0/,ITYPE/0/
  DATA T10_Msg1/'The rock bed thermal storage component only allows
&flow in one direction at a time. Positive flow into both the top a
&nd bottom of the bed were specified.'/
```

```
C TRNSYS FUNCTIONS
  TIME0=getSimulationStartTime()
  TFINAL=getSimulationStopTime()
  DELT=getSimulationTimeStep()
```

```
C-----
```

```
C SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF
```

```
C PERFORM LAST CALL MANIPULATIONS
```

```
IF (INFO(8).EQ.-1) RETURN 1
```

```
C PERFORM POST CONVERGENCE MANIPULATIONS
```

```
IF(INFO(13).GT.0) THEN
```

```
StorageSize = INFO(5)*3
```

```
CALL getStorageVars(StoreTransfer,StorageSize,INFO)
```

```
NODES = INFO(5)
```

```
StoreTransfer(1:NODES) = StoreTransfer(NODES+1:2*NODES)
```

```
CALL setStorageVars(StoreTransfer,StorageSize,INFO)
```

```
RETURN 1
```

```
ENDIF
```

```
C PERFORM FIRST CALL MANIPULATIONS
```

```
IF (INFO(7).EQ.-1) THEN
```

```
!retrieve unit and type number for this component from the INFO array
```

```
IUNIT=INFO(1)
```

```
ITYPE=INFO(2)
```

```
!retrieve the number of derivatives specified for this component from the INFO array
```

```
ND = INFO(5)
```

```
NODES = ND
```

```
!set some info array variables to tell the trnsys engine how this type is to work
```

```
INFO(6) = NO !reserve space in the OUT array using INFO(6)
```

```
INFO(9) = 1 !set the way in which this component is to be called
```

```
INFO(10) = 0 !set required number of spots in the single precision storage structure
```

```
!reserve space in the double precision storage structure
```

```
StorageSize = NODES*3
```

```
CALL setStorageSize(StorageSize,INFO)
```

```
!call the type check subroutine to compare what this type requires with what is in the input file.
```

```
CALL TYPECK(1,INFO,NI,NP,ND)
```

```
!call the input-output check subroutine to set the correct input and output units.
```

```
CALL RCHECK(INFO,YCHECK,OCHECK)
```

```
!return to the calling program
```

```
RETURN 1
```

```
ENDIF
```

```
C PERFORM INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS
```

```
IF (TIME.LT.(TIME0+DELT/2.)) THEN
```

```
!set the UNIT number for future calls
IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)
!read parameter values
NODES = INFO(5)
XNODES = DBLE(NODES)
CPA = PAR(1)
H = PAR(2)
A = PAR(3)
P = PAR(4)
CPR = PAR(5)
RHOR = PAR(6)
U = PAR(7)
COND = PAR(8)
!check the parameters for problems and RETURN if any are found
  IF(XNODES.LE.0.d0) CALL TYPECK(-5,INFO,0,0,0)
IF(CPA.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,1,0)
IF(H.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,2,0)
IF(A.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,3,0)
IF(P.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,4,0)
IF(CPR.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,5,0)
IF(RHOR.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,6,0)
IF(U.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,7,0)
IF(COND.LE.0.d0) CALL TYPECK(-4,INFO,0,8,0)
!initialize storage
  StoreTransfer(NODES+1:2*NODES) = T(1:NODES)
StoreTransfer(2*NODES+1:3*NODES) = T(1:NODES)
StoreTransfer(1:NODES) = StoreTransfer(NODES+1:2*NODES)
  CALL setStorageVars(StoreTransfer,StorageSize,INFO)
  TI = SUM(T(1:NODES))/XNODES
!set the outputs to 0
  OUT(1) = StoreTransfer(3*NODES)
OUT(2) = XIN(2)
OUT(3) = StoreTransfer(2*NODES+1)
OUT(4) = XIN(4)
OUT(5:7) = 0.d0 !zero energy transfer rates at initial time
OUT(8) = TI
```

```
OUT(9) = TI
RETURN 1      !the first timestep is for initialization - exit.
ENDIF
```

```
C-----
C THIS IS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----
```

```
C RE-READ THE PARAMETERS IF ANOTHER UNIT OF THIS TYPE HAS BEEN CALLED
```

```
10 IF(INFO(1).NE.IUNIT) THEN
    !recall the UNIT and TYPE number
    IUNIT = INFO(1)
    ITYPE = INFO(2)
    !read parameter values
    NODES = INFO(5)
    XNODES = DBLE(NODES)
    CPA = PAR(1)
    H = PAR(2)
    A = PAR(3)
    P = PAR(4)
    CPR = PAR(5)
    RHOR = PAR(6)
    U = PAR(7)
    COND = PAR(8)
ENDIF
```

```
C RETRIEVE THE STORAGE VARIABLES
```

```
NODES = INFO(5)
StorageSize = NODES*3
CALL getStorageVars(StoreTransfer,StorageSize,INFO)
```

```
C CALCULATE PARAMETER DEPENDENT VALUES
```

```
VOL = A*H
UA = U*P*H/XNODES
EFCOND = COND*A*XNODES/H
CAP = VOL*CPR*RHOR
CAPN = CAP/XNODES
```

C GET THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS

```
30 THOT = XIN(1)
   FLOWH = XIN(2)
   TCOLD = XIN(3)
   FLOWC = XIN(4)
   TENV = XIN(5)
```

```
C THIS MODEL DOES NOT ALLOW FOR FLOW IN BOTH DIRECTIONS AT ONCE. IF XIN(2) AND XIN(4) ARE BOTH SET, GENERATE ERROR
IF((FLOWH.GT.0.d0).AND.(FLOWC.GT.0.d0)) THEN
   CALL MESSAGES(-1,T10_Msg1,'fatal',IUNIT,ITYPE)
   RETURN 1
ENDIF
```

```
C COMPUTE CAPACITANCE FLOW RATES
FLH = CPA*FLOWH
FLC = CPA*FLOWC
```

```
C DETERMINE FLOW DIRECTION
40 IFLOW = 1
   IF(FLOWC .GT. 0.) IFLOW = 2
   IF(NODES .EQ. 1) GO TO 400
```

```
C SET COEFFICIENTS FOR ANALYTICAL SOLUTIONS OF INDIVIDUAL NODES
DO J = 1,NODES
   GO TO (100,150) ,IFLOW
```

```
C !FLOW IS DOWNWARD
100 K = J
   IF(K .GT. 1) GO TO 110
```

```
C !TOP NODE
AA = -(FLH+UA+EFCOND)/CAPN
BB = (FLH*THOT+UA*TENV+EFCOND*StoreTransfer(2*NODES+2))/CAPN
GO TO 200
110 IF(K .LT. NODES) GO TO 120
```

```
C    !BOTTOM NODE
      AA = -(FLH+UA+EFCOND)/CAPN
      BB = (FLH*StoreTransfer(3*NODES-1)+UA*TENV+EFCOND*
& StoreTransfer(3*NODES-1))/CAPN
      GO TO 200

C    !MIDDLE NODES
120  AA = -(FLH+UA+2.d0*EFCOND)/CAPN
      BB = (FLH*StoreTransfer(2*NODES+K-1)+UA*TENV+EFCOND*
& (StoreTransfer(2*NODES+K-1)+StoreTransfer(2*NODES+K+1)))/CAPN
      GO TO 200

C    !FLOW IS UPWARD
150  K = NODES - J + 1
      IF(K .LT. NODES) GO TO 160

C    !BOTTOM NODE
      AA = -(FLC+UA+EFCOND)/CAPN
      BB = (FLC*TCOLD+UA*TENV+EFCOND*StoreTransfer(3*NODES-1))/CAPN
      GO TO 200
160  IF(K .GT. 1) GO TO 170

C    !TOP NODE
      AA = -(FLC+UA+EFCOND)/CAPN
      BB = (FLC*StoreTransfer(2*NODES+2)+UA*TENV+EFCOND*
& StoreTransfer(2*NODES+2))/CAPN
      GO TO 200

C    !MIDDLE NODES
170  AA = -(FLC+UA+2.d0*EFCOND)/CAPN
      BB = (FLC*StoreTransfer(2*NODES+K+1)+UA*TENV+EFCOND*
& (StoreTransfer(2*NODES+K+1)+StoreTransfer(2*NODES+K-1)))/CAPN

C    !ANALYTICAL SOLUTION
200  TI = StoreTransfer(K)
      CALL DIFFERENTIAL_EQN(TIME,AA,BB,TI,TF,TBAR)
      StoreTransfer(NODES+K) = TF
```

```
250 StoreTransfer(2*NODES+K) = TBAR
ENDDO
```

```
C DETERMINE AVERAGE ROCKBED TEMPERATURES AND AVERAGE DERIVATIVES
```

```
TFBAR = 0.d0
```

```
TAVG = 0.d0
```

```
DO K = 1,NODES
```

```
TFBAR = TFBAR + StoreTransfer(NODES+K)
```

```
TAVG = TAVG + StoreTransfer(2*NODES+K)
```

```
DTDT(K) = (StoreTransfer(NODES+K)-StoreTransfer(K))/DELT
```

```
ENDDO
```

```
TFBAR = TFBAR/DBLE(NODES)
```

```
TAVG = TAVG/DBLE(NODES)
```

```
GO TO 450
```

```
C ONE NODE EQUATIONS
```

```
400 GO TO (410,420) ,IFLOW
```

```
C FLOW IS DOWNWARD
```

```
410 AA = -(FLH+UA)/CAP
```

```
BB = (FLH*THOT+UA*TENV)/CAP
```

```
GO TO 430
```

```
C FLOW IS UPWARD
```

```
420 AA = -(FLC+UA)/CAP
```

```
BB = (FLC*TCOLD+UA*TENV)/CAP
```

```
C SOLUTION
```

```
430 TI = StoreTransfer(1)
```

```
CALL DIFFERENTIAL_EQN(TIME,AA,BB,TI,TFBAR,TAVG)
```

```
StoreTransfer(NODES+1) = TFBAR
```

```
StoreTransfer(2*NODES+1) = TAVG
```

```
DTDT(1) = (TFBAR-TI)/DELT
```

```
C DETERMINE ENERGY RATES AND CHANGE IN INTERNAL ENERGY
```

```
450 DELU = CAP*(TFBAR-OUT(9))
```

```
QENV = UA*DBLE(NODES)*(TAVG-TENV)
```

QTANK = FLC*(StoreTransfer(2*NODES+1)-TCOLD)

C SET THE CURRENT STORAGE VARIABLES

call SetStorageVars(StoreTransfer,StorageSize,INFO)

C SET OUTPUTS

OUT(1) = StoreTransfer(3*NODES)

OUT(2) = FLOWH

OUT(3) = StoreTransfer(2*NODES+1)

OUT(4) = FLOWC

OUT(5) = DELU

OUT(6) = QTANK

OUT(7) = QENV

OUT(8) = TAVG

RETURN 1

END