

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Amar Telidji - Laghouat



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
**THÈSE DE DOCTORAT
EN SCIENCES**
Spécialité : Génie Mécanique

Présentée et soutenue publiquement

Le.....

**Optimisation d'un Capteur Solaire Thermique Plan à
Eau avec un Système de Stockage Intégré**

BENHOUIA Amine Toufik

Soutenu publiquement devant le jury composé de :

	Membre	Université
Président	Pr. Mokhtar AOUISSI	Université Amar Telidji, Laghouat
Examineur	Pr. Sahraoui Kherris	Université de Tissemsilt
Examineur	Dr. Abdelghani Laouer	Université de Jijel
Examineur	Pr. Ahmed Medjelled	Université Amar Telidji, Laghouat
Examineur	Pr. Said Bouabdallah	Université Amar Telidji, Laghouat
Directeur de thèse	Pr. Ahmed BENCHATTI	Université Amar Telidji, Laghouat

2020-2021

REMERCIEMENTS

A monsieur Professeur Ahmed BENCHATTI, Directeur de Laboratoire de Mécanique qui m'a fait l'honneur de diriger cette thèse, j'exprime toute ma gratitude.

Je tiens à remercier monsieur le Professeur Mokhtar AOUISSI du département de mécanique de l'université Ammar TELIDJI LAGHOUAT d'avoir accepté de présider ce jury.

J'exprime toute ma reconnaissance et ma gratitude à messieurs ; les Professeurs Ahmed MEDJELED, Said BOUABDALLAH du département de mécanique de l'université Ammar TELIDJI LAGHOUAT qui nous ont enseigné et encadré durant nos études de graduation et de poste graduation ; au Professeur Abdelghani LAOUER du département de mécanique de l'université Mohamed Seddik Ben Yahia de Jijel et au Professeur Sahraoui KHERRIS du département de mécanique de l'université de Tissemsilt.

Mes remerciements aux membres de l'équipe de recherche "Transfert thermiques et énergies renouvelables" ; monsieur le Professeur Mohamed TEGGAR, monsieur le Docteur Mohamed BELAHADJ.

A monsieur le Professeur Nizar BEN SALLAH Directeur du laboratoire de Mécanique, Matériaux et Procédés de l'école nationale d'ingénieur de Tunis qui m'a reçu avec enthousiasme, j'exprime mes remerciements et ma gratitude pour la disponibilité dont il a fait preuve sans discontinuer et sa contribution dans l'utilisation du logiciel ANSYS.

Résumé

L'objectif de ce travail est la recherche d'innovations dans le domaine des chauffe-eaux solaires par la réalisation d'un capteur solaire thermique à stockage intégré. Le sable fin est utilisé comme matériau de stockage thermique. Ce moyen de stockage court terme permettra l'amortissement des sollicitations thermiques et donc l'amélioration des performances du capteur qui se traduit par une température de sortie plus uniforme notamment durant des passages nuageux. Ce travail de thèse consiste dans un premier temps à présenter le dispositif et le protocole expérimental puis l'élaboration d'un modèle de simulations numériques pour l'étude théorique des phénomènes thermiques au niveau du capteur. Un modèle numérique 3D, sous logiciel Ansys CFX, est utilisé et validé expérimentalement. Les résultats expérimentaux ont montré l'intérêt de l'utilisation du sable fin pour l'amortissement des sollicitations thermiques et l'amélioration de la température de sortie de l'ordre de 40%. En outre, une étude paramétrique est menée pour montrer les effets de la variation de l'épaisseur du volume de stockage et le positionnement de l'échangeur thermique. Les résultats numériques ont montré l'importance du sable intégré où la température de sortie augmente de 54% pour $e_{vs}=1.4\text{cm}$ comparé à la non utilisation du sable. Ainsi, un amortissement de température de l'ordre de 95% est obtenu pour une épaisseur du volume de stockage de 2.5cm.

Mots clés : Amortissement thermique, capteur solaire auto_stockeur, chauffe-eau solaire, sable fin, stockage thermique

ملخص

الهدف من هذا العمل هو البحث عن التجديدات في مجال سخانات المياه الشمسية ، ولا سيما عن طريق تحقيق تخزين متكامل لمجمع سخان الماء الشمسي و تم استخدام الرمل الناعم كمادة تخزين حراري. يسمح وسيط التخزين قصير المدى هذا بتخميد الاجهادات الحرارية وبالتالي تحسين أداء المجمع مما يؤدي إلى درجة حرارة مخرج أكثر انتظاما خاصة خلال فترات الغيوم. يتكون منهج عمل هذه الأطروحة من دراسة تجريبية للأداء الحراري لمجمع الشمسي، تمت مقارنة النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها مع النتائج العددية لغرض التحقق من صحة نموذج CFD ، لقد وجد اتفاق جيد بين النتائج. ثم تم تطوير نموذج ثلاثي الأبعاد باستخدام برنامج Ansys CFX للدراسة النظرية لظواهر او لانتقال الحرارة في المجمع. أظهرت النتائج التجريبية أن استخدام الرمل الناعم يخدم الاجهادات الحرارية ويحسن درجة حرارة المخرج بنسبة %40 تقريبا. بالإضافة إلى ذلك، تم إجراء دراسة بارامترية لإظهار تأثيرات تغيير سمك حجم التخزين وتحديد مواقع المبادل الحراري. وأظهرت النتائج العددية أهمية الرمل المتكامل حيث ترتفع درجة حرارة المخرج بنسبة %54 مقارنة بعدم استخدام الرمال. وبالتالي ، يتم الحصول على تخميد درجة الحرارة بنسبة %95 لسمك حجم التخزين 2.5 سم.

الكلمات المفتاحية: لوحة شمسية تخزين متكاملة ، سخان الماء ، رمل ناعم ، تخميد حراري ، تخزين الطاقة الحرارية.

Summary

The objective of this work is the search for innovations in the field of solar water heaters, in particular by realization of an integrated collector storage solar water heater. Fine sand is used as a thermal storage material. This short-term storage medium allow for the damping of thermal stresses and therefore the improvement of the collector performance which results in a more uniform outlet temperature, especially during cloudy periods. The approach of this thesis work consists firstly, to present the prototype and experimental protocol are presented and then in developing of a numerical simulation model for the theoretical study of collector thermal phenomena. An Ansys CFX 3D model is used and validated experimentally. The experimental results have shown the advantage of the fine sand use in terms of thermal stresses damping and the outlet temperature improving around 40%. In addition, a parametric study is conducted to show the effects of the storage volume thickness changing and the heat exchanger positioning. Numerical results showed the integrated sand importance where the outlet temperature increases by 54% compared to not using sand. Thus, a 95% temperature damping is obtained for a 2.5cm storage volume thickness.

Keywords: Integrated storage solar panel, water heater, fine sand, thermal damping, thermal energy storage.

Sommaire

Sommaire	1
Nomenclature	5
Liste des figures	7
Liste des tableaux	11
Introduction générale	13
CHAPITRE I : Généralité et Etat de l'Art sur la Captation Thermique et le Stockage Intégré	
1.1 Introduction	17
1.1.1 <i>Contexte</i>	17
1.1.2 <i>Changement climatique et énergies renouvelables</i>	17
1.2 Conversion thermique de l'énergie solaire	18
1.2.1 <i>Chaine de conversion thermique</i>	18
1.3 Capteur solaire thermique	19
1.3.1 <i>Capteur solaire thermique sans concentration</i>	19
1.3.1.1 <i>Capteurs sans vitrage</i>	20
1.3.1.2 <i>Capteurs plans vitres</i>	20
1.3.1.3 <i>Capteur solaire autostockeur</i>	21
1.3.1.4 <i>Capteurs à tubes sous vide «caloduc»</i>	22
1.3.2 <i>Capteur solaire thermique avec concentration</i>	22
1.3.2.1 <i>Concentrateurs cylindro-paraboliques</i>	23
1.3.2.2 <i>Réflecteur linéaires de Fresnel (RLF)</i>	23
1.3.2.3 <i>Système à réflecteur parabolique</i>	24
1.3.2.4 <i>Héliostat (système de centrale à tour)</i>	25
1.4 Classement des capteurs solaires thermiques à stockage intégré ...	26
1.5 Histoire des capteurs solaires thermiques à stockage intégré (CSTSI)	26
1.6 Type des capteurs solaires thermiques à stockage intégré (CSTSI) ...	27
1.6.1 <i>Capteur solaire thermique plan avec un système de stockage intégré (cuve rectangulaire) (CSTPSSI)</i>	27

1.6.2	<i>Capteur solaire thermique à stockage intégré de type coffre-réservoir.....</i>	31
1.6.3	<i>Capteur solaire thermique à stockage intégré triangulaire.....</i>	35
1.6.4	<i>Capteur solaire thermique à stockage intégré trapézoïdale.....</i>	36
1.7	Conclusion.....	37

CHAPITRE II : Expérimentation et Formulation Mathématique

2.1	Introduction.....	39
2.2	Descriptif de l'installation expérimentale.....	39
2.2.1	<i>Dispositif expérimental.....</i>	40
2.2.2	<i>Matériel de l'installation.....</i>	43
2.2.3	<i>Kit solaire photovoltaïque.....</i>	43
2.3	Mesures à effectuer.....	43
2.4	Appareillages de mesure.....	43
2.5	Protocole expérimental.....	45
2.6	Équations régissant l'équilibre énergétique du dispositif expérimental (CTPESSI).....	45
2.6.1	<i>Échange convectif entre la vitre 1 et l'ambiance extérieure.....</i>	47
2.6.2	<i>Échanges radiatifs entre la vitre 1, le sol et la voûte céleste.....</i>	47
2.6.3	<i>Échange convectif entre la vitre 2 et la vitre 1.....</i>	48
2.6.4	<i>Échange radiatif entre la vitre 2 et la vitre 1.....</i>	49
2.6.5	<i>Échange convectif entre la plaque absorbante et la vitre 2.....</i>	49
2.6.6	<i>Échange radiatif entre la plaque absorbante et la vitre 2.....</i>	50
2.6.7	<i>Échange conductif entre le sable et le tube.....</i>	50
2.6.8	<i>Échange convectif entre le fluide caloporteur et le tube.....</i>	51
2.6.9	<i>Échange conductif entre le tube et le sable.....</i>	52
2.6.10	<i>Échange conductif entre le matériau de stockage et l'isolation.....</i>	52
2.6.11	<i>Échange convectif entre l'isolation et l'environnement arrière du capteur.....</i>	53
2.7	Résolution du système d'équations.....	53
2.7.1	<i>Équilibre énergétique de la vitre 1.....</i>	53
2.7.2	<i>Équilibre énergétique de la vitre 2.....</i>	53
2.7.3	<i>Équilibre énergétique de la plaque absorbante.....</i>	54

2.7.4	<i>Équilibre énergétique du tube</i>	54
2.7.5	<i>Équilibre énergétique du fluide</i>	54
2.7.6	<i>Équilibre énergétique de la couche inférieure du matériau de stockage</i>	54
2.7.7	<i>Équilibre énergétique de l'isolation</i>	55
2.8	Conclusion	56

CHAPITRE III : Modèle physique, Modèle et Mise en Œuvre Numérique

3.1	Introduction	58
3.2	Généralités sur la CFD	58
3.2.1	<i>Maillage</i>	58
3.2.2	<i>Méthodes de maillages</i>	59
3.2.3	<i>Sensibilité du maillage</i>	60
3.2.4	<i>Pas de temps</i>	60
3.3	Modélisation numérique	60
3.3.1	<i>Modèle physique</i>	61
3.3.2	<i>Hypothèses simplificatrices</i>	62
3.3.3	<i>Conditions aux limites et initiales</i>	62
3.3.3.1	<i>Conditions aux limites</i>	64
3.3.3.2	<i>Conditions initiales</i>	65
3.4	Présentation du code de calcul CFX-19.R2	65
3.4.1	<i>Ansys Design Modeler « DM »</i>	66
3.4.2	<i>Ansys ICEM CFD</i>	66
3.5	Conception et maillage du CSTPSSI sous Ansys	67
3.5.1	<i>Création de la géométrie</i>	67
3.5.2	<i>Génération du maillage</i>	68
3.6	Procédure de résolution numérique par « CFX »	70
3.7	Etude de sensibilité au maillage	71
3.8	Étude de sensibilité au pas de temps	75
3.9	Etude de sensibilité au critère de convergence	76
3.10	Comparaison entre les résultats de simulation et expérimentaux	78
3.11	Conclusion	79

CHAPITRE IV : Analyse des Performances de Différentes Conceptions du CSTPSSI

4.1	Introduction	81
4.2	Paramètres mesurés expérimentalement	81
4.2.1	<i>Evolution de la température de la plaque absorbante et la température ambiante</i>	81
4.2.2	<i>Variation des températures entrée et sortie du CSTPSSI</i>	83
4.2.3	<i>Variation de la température dans le volume de stockage</i>	86
4.3	Estimation du coefficient de perte de thermique	88
4.4	Estimation de l'énergie thermique stockée	89
4.5	Étude paramétrique	91
4.5.1	<i>Epaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.025m$</i>	92
4.5.2	<i>Epaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.02m$</i>	98
4.5.3	<i>Epaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.014m$</i>	101
4.6	Effet du non intégration du matériau de stockage « SMS »	104
4.7	Variation de l'amortissement thermique en fonction de l'espace	107
4.8	Comparaison entre CSTPSSI avec et sans matériau de stockage ...	110
4.5	Conclusion	112
Conclusion Générale		
	Conclusion générale et perspectives	114
Références		
	Référence	118
Annexe		
	Annexe A	125
	Annexe B	129
	Annexe C	133

NOMENCLATURE

SYMBOLES

A	: Surface de l'élément.....	m^2
C_p	: Chaleur massique.....	$J/kg.K$
D_{ext}	: Diamètre extérieur du tube.....	m
D_{int}	: Diamètre intérieur du tube.....	m
e	: Epaisseur de l'élément.....	m
F	: Facteur de forme.....	-
Gr	: Nombre de Grashof.....	-
$h_{d,i-sab2}$: Coefficient d'échange conductif entre l'isolation et le sable 2.....	$W/m^2.K$
$h_{d,p-t}$: Coefficient d'échange conductif entre la plaque absorbante et le tube.....	$W/m^2.K$
$h_{d,sab2_t}$: Coefficient d'échange conductif entre le sable 2 et le tube.....	$W/m^2.K$
h_{c,f_t}	: Coefficient d'échange thermique par convection forcée entre le fluide et le tube.....	$W/m^2.K$
h_{c,i_a}	: Coefficient d'échange thermique par convection entre le fond (isolation) et l'environnement extérieur.....	$W/m^2.K$
h_{c,p_v2}	: Coefficient d'échange convectif entre la plaque absorbante et la vitre 2.....	$W/m^2.K$
$h_{c,v1_a}$: Coefficient de convection naturelle entre la vitre 1 et l'environnement extérieur.....	$W/m^2.K$
$h_{c,v2_v1}$: Coefficient d'échange convectif entre la vitre 2 et la vitre 1.....	$W/m^2.K$
h_{r,p_v2}	: Coefficient d'échange radiatif entre la plaque absorbante et la vitre 2.....	$W/m^2.K$
$h_{r,v1_a}$: Coefficient d'échange radiatif entre la vitre 1 et l'environnement extérieur.....	$W/m^2.K$
$h_{r,v1_c}$: Coefficient d'échange radiatif entre la vitre 1 et le ciel.....	$W/m^2.K$
$h_{r,v2_v1}$: Coefficient d'échange radiatif entre la vitre2 et la vitre 1.....	$W/m^2.K$
L_t	: Longueur du tube.....	m
m	: Masse de l'élément.....	kg
\dot{m}_f	: Débit massique du fluide.....	kg/s
Nu	: Nombre sans dimension de Nusselt.....	-
Pr	: Nombre sans dimension de Prandtl.....	-
Re	: Nombre sans dimension de Reynolds.....	-
T	: Température.....	K
U	: Coefficient de perte thermique.....	$W/m^2.K$

V_v	: Vitesse du vent.....	m/s
α	: Coefficient d'absorption de l'élément.....	-
β	: Angle d'inclinaison du capteur.....	degrés
ε	: Emissivité de l'élément.....	-
λ	: Conductivité thermique de l'élément.....	W/m.K
ρ_s	: Coefficient de réflexion de la lumière diffuse du sol.....	-
σ_0	: Constante de Stéphan – Boltzmann.....	W/m ² . K ⁴
τ	: Coefficient de transmission.....	-

INDICES

<i>Abs, p</i>	: plaque absorbante
<i>e</i>	: entrée
<i>i1</i>	: isolant – polystyrène
<i>i2</i>	: isolant – laine de verre
<i>s</i>	: sortie
<i>s ab1</i>	: première couche du sable, e = 0.05m
<i>sab2</i>	: deuxième couche du sable, e = 0.10m
<i>t</i>	: totale, tube
<i>v1</i>	: vitre 1
<i>v2</i>	: vitre 2

ABREVIATIONS

AMS	: Avec Matériau de Stockage
CSTSI	: Capteurs Solaires Thermiques à Stockage Intégré
CSTPSSI	: Capteur Solaire Thermique Plan avec un Système de Stockage Intégré
ÉcTh	: Échangeur Thermique
SMS	: Sans Matériau de Stockage

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1

Figure 1.1	: La chaîne de conversion énergétique de la chaleur solaire thermique.....	19
Figure 1.2	: Schéma d'un capteur plan sans vitrage.....	20
Figure 1.3	: Schéma d'un capteur plan vitré.....	21
Figure 1.4	: Capteur solaire autostockeur.....	21
Figure 1.5	: Schéma d'un capteur à tubes sous vide.....	22
Figure 1.6	: Schéma d'un capteur cylindro-parabolique.....	23
Figure 1.7	: Schéma d'un récepteur éclairé par un champ RLF.....	24
Figure 1.8	: Système à réflecteur parabolique.....	25
Figure 1.9	: Schéma d'une centrale à tour.....	25
Figure 1.10	: Classement des différents capteurs solaires thermique à stockage intégré.....	26
Figure 1.11	: CSTPSSI proposé par Khalifa et al.....	28
Figure 1.12	: Schéma descriptif du CSTPSSI proposé par Borello.....	29
Figure 1.13	: Schéma du CSTPSSI compact proposé par Taheri.....	29
Figure 1.14	: Schéma descriptif du CSTPSSI étudié par Gertzos et Caouris	30
Figure 1.15	: Schéma de capteur solaire stockeur.....	31
Figure 1.16	: CSTPSSI proposé par Sopian et al.....	31
Figure 1.17	: Photo du chauffe-eau solaire à stockage intégré adapté à une utilisation rurale.....	32
Figure 1.18	: Coupe transversale d'un CSTPSSI avec absorbeur ondulé.....	33
Figure 1.19	: Coupe transversale du CSTPSSI modifié.....	33
Figure 1.20	: Schéma du CSTPSSI proposé par Saleh.....	34
Figure 1.21	: Schéma descriptif du CSTPSSI étudié par Mohsen.....	34
Figure 1.22	: CSTPSSI proposé par Dharuman.....	35
Figure 1.23	: Schéma descriptif du CSTSI triangulaire.....	36
Figure 1.24	: Coupe transversale d'un CSTSI de forme trapézoïdale.....	36

Chapitre 2

Figure 2.1	: Photo du dispositif expérimental.....	39
Figure 2.2	: Schéma de principe de l'installation solaire complète.....	40
Figure 2.3	: Schéma descriptif du prototype.....	41
Figure 2.4	: Schéma dimensionnel du CSTPSSI :a) coupe transversale et b) coupe	42

	longitudinale	
Figure 2.5	: Position des thermocouples dans le volume de stockage.....	44
Figure 2.6	: Positionnement des thermocouples par rapport à l'épaisseur du volume de stockage.....	44
Figure 2.7	: Illustration du bilan thermique du CSTPSSI expérimental	46
Figure 2.8	: Schéma électrique équivalent des échanges thermiques.....	47
Chapitre 3		
Figure 3.1	: Volume de contrôle.....	59
Figure 3.2	: Modèle physique, coupe transversale du CSTPSSI.....	61
Figure 3.3	: Évolution de la température ambiante et la vitesse du vent en fonction du temps (29 Janvier).....	63
Figure 3.4	: Évolution de la température ambiante et la vitesse du vent en fonction du temps (23 Juin).....	64
Figure 3.5	: Conditions aux limites.....	64
Figure 3.6	: Structure générale d'ANSYS CFX.....	66
Figure 3.7	: Création de la géométrie sous DM des éléments du CSTPSSI : (a) ÉcTh, (b) fluide caloporteur – eau et (c) Volume de stockage.....	68
Figure 3.8	: Schéma du maillage ; (a) volume de stockage (b) ÉcTh et fluide caloporteur (c) capteur complet	70
Figure 3.9	: Organigramme de la deuxième partie du pre-processing: définition de la modélisation physique et des paramètres numériques.....	71
Figure 3.10	: Les différents maillages réalisés (volume de stockage, ÉcTh et fluide caloporteur).....	73
Figure 3.11	: Profils de température de sortie pour différents maillages où $\Delta t=300s$ (29 Janvier).....	74
Figure 3.12	: Vue globale et zoom du maillage type M0.3.....	74
Figure 3.13	: Profils de température de sortie pour différents pas de temps (29 Janvier).....	75
Figure 3.14	: Profils de température de sortie pour différents critères de convergences (29 Janvier).....	76
Figure 3.15	: Comparaison de la variation de la température de sortie expérimentale et simulation (29 Janvier).....	77
Figure 3.16	: Comparaison de la variation de la température de sortie expérimentale et simulation (29 Janvier).....	78
Figure 3.17	: Comparaison de la variation de la température de sortie expérimentale et simulation (23 Juin).....	78

Chapitre 4

Figure 4.1	: Variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiante en fonction du temps (29 Janvier).....	82
Figure 4.2	: Variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiante en fonction du temps (23 Juin).....	83
Figure 4.3	: Évolution des températures entrée et sortie du CSTPSSI (29 Janvier)..	84
Figure 4.4	: Évolution des températures entrée et sortie du CSTPSSI (23 Juin).....	85
Figure 4.5	: Distribution de la température dans le volume de stockage (29 Janvier).....	87
Figure 4.6	: Positionnement des thermocouples (plan longitudinal) du CSTPSSI solaire.....	87
Figure 4.7	: Distribution de la température dans le volume de stockage (23 Juin)...	88
Figure 4.8	: Variation des coefficients de pertes thermiques du CSTPSSI expérimental (29 Janvier).....	89
Figure 4.9	: Variation des coefficients de pertes thermiques du CSTPSSI expérimental (23 Juin).....	89
Figure 4.10	: Évolution de l'énergie thermique stockée et de la température de la plaque absorbante (29 janvier).....	90
Figure 4.11	: Évolution de l'énergie thermique stockée et de la température de la plaque absorbante (23 juin).....	90
Figure 4.12	: Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour une épaisseur $e_{vs}=0.025m$ (29 Janvier).....	93
Figure 4.13	: Variation de l'écart de température pour chaque configuration et pour $e_{vs}=0.025m$ (29 Janvier).....	94
Figure 4.14	: Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs}=0.025m$ (23 Juin).....	95
Figure 4.15	: Variation de l'écart de température pour chaque configuration et pour $e_{vs}=0.025m$ (23 Juin).....	96
Figure 4. 16	: Plans de mesure dans le CSTPSSI; (a) longitudinal (b) transversal	97
Figure 4.17	: Comparaison des profils de température des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs}=0.025m$ durant 29 Janvier et 23 Juin.....	98
Figure 4.18	: Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs}=0.02m$ (29 Janvier).....	99
Figure 4.19	: Variation de l'écart de température de sortie et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.02m$ (29 Janvier).....	100
Figure 4.20	: Évolution des températures de sortie pour les trois configurations et les températures d'entrée d'eau et de la plaque absorbante pour $e_{vs}=0.02m$ (23 juin).....	101

Figure 4.21	: Variation de l'écart de température de sortie et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.02m$ (23 Juin).....	101
Figure 4.22	: Évolution de la température de sortie pour une épaisseur du volume de stockage pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier).....	102
Figure 4.23	: Évolution de la température de sortie pour une épaisseur du volume de stockage pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin).....	103
Figure 4.24	: Variation de l'écart de température de sortie numérique et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier).....	104
Figure 4.25	: Variation de l'écart de température de sortie numérique et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin).....	104
Figure 4.26	: Évolution de la température de sortie sans l'intégration du matériau de stockage « SMS » pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier).....	105
Figure 4.27	: Variation de l'écart des températures du CSTPSSI SMS pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Juin).....	106
Figure 4.28	: Évolution de la température de sortie sans l'intégration du matériau de stockage « SMS » pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin).....	106
Figure 4.29	: Variation de l'écart des températures du CSTPSSI SMS pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin).....	107
Figure 4.30	: Évolution de l'amortissement de température de sortie (5.2K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 9 ^h 10.....	108
Figure 4.31	: Évolution de l'amortissement de température de sortie (6.5K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 13 ^h 10.....	109
Figure 4.32	: Évolution de l'amortissement de température de sortie (3K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 15 ^h 40.....	109
Figure 4.33	: Évolution de l'amortissement de température de sortie (4.6K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 23 Juin à 15 ^h 10.....	110
Figure 4.34	: Évolution des températures de sortie du CSTPSSI SMS et AMS pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier).....	111
Figure 4.35	: Évolution des températures de sortie du CSTPSSI SMS et AMS pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin).....	111

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 3		
Table 3.1	: Paramètres dimensionnels du CSTPSSI.....	62
Table 3.2	: Propriétés thermophysiques.....	62
Table 3.3	: Conditions initiales.....	65
Table 3.4	: Statistiques détaillées du maillage.....	69
Table 3.5	: Détails des différents types de maillages.....	72
Table 3.6	: Influence du pas de temps sur le modèle M0.9.....	76
Table 3.7	: Influence du critère de convergence sur le modèle M0.9.....	77
Tableau 3.8	: Influence du nombre d'itérations sur le modèle M0.9.....	77
Chapitre 4		
Table 4.1	: Valeurs des variables à étudier.....	92

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'énergie solaire a un énorme potentiel pour répondre à la demande mondiale d'énergie qui est actuellement satisfaite majoritairement par l'utilisation de combustibles fossiles [1,2]. L'utilisation de l'énergie solaire peut réduire l'intensité du réchauffement climatique et du changement climatique créés par la consommation excessive de combustibles fossiles. Ces dernières années, divers systèmes et technologies nouvelles et innovantes ont été développés exploitant l'énergie solaire directement ou indirectement tout en protégeant l'environnement [3]. Cependant, certaines de ces technologies ont parfois limites par rapport aux technologies exploitées par les carburants conventionnels. La conversion de l'énergie solaire par voie thermique est très efficace, plus respectueuse à l'environnement et économiquement viable par rapport aux autres voies de conversion [4] [5].

Le chauffe-eau solaire ou capteur solaire thermique est l'une des technologies de conversion thermique qui convertit directement l'énergie solaire en chaleur. Son potentiel de réchauffement climatique est en effet négligeable. Cette technologie est appropriée pour fournir de l'eau chaude de manière adéquate pour les secteurs domestique et industriel. Ce qui contribue également à protéger l'environnement de manière significative [6,7].

La continuité de la recherche dans le domaine des capteurs solaires thermiques a abouti à de nouveaux systèmes améliorés. Selon leurs conceptions et leurs principes de fonctionnement, les capteurs solaires thermiques sont répartis dans les catégories suivantes, capteur solaire thermique passif[8], capteur solaire thermique actifs ou à circulation forcée[9], capteurs solaires thermique à eau avec un système de stockage indirect [10,11], capteur solaire thermique avec un système de stockage intégré et bien d'autres et système hybride où l'appoint électrique est fourni comme unité de secours pour assurer le fonctionnement continu du système[12].

Les Capteurs Solaires Thermiques à Stockage Intégré (CSTSI) sont des systèmes compacts ne nécessitant pas de tuyauterie, de réservoir de stockage séparé et d'autres composants. Sa structure compacte esthétiquement attrayante et son cout

de conception le moins chère le rendant plus adapté en particulier dans les zones rurales [13]. Les CSTSI peuvent également réduire l'impact environnemental jusqu'à 40%. Ces derniers utilisent la surface du réservoir de stockage comme absorbeur tandis que dans les autres systèmes, des composants séparés sont utilisés pour le chauffage et le stockage de l'eau [14].

Dans ce contexte, nous avons mené une étude expérimentale qui consiste à réaliser un capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré, dont le matériau utilisé pour le stockage thermique est le sable fin, le choix du sable fin s'est imposé par le fait qu'on voulait utiliser un matériau disponible localement en abondance [15-18]. Le prototype a été testé sous des conditions réelles pendant une période de deux jours (hivernale et estivale). Les résultats obtenus en termes de rendement thermique (température de sortie) sont faibles, ceci est dû à la masse élevée du sable fin utilisé suite à l'épaisseur du volume de stockage de 0.15m et au positionnement de l'échangeur thermique par rapport à la plaque absorbante (0.05m). Néanmoins, l'isolation thermique latérale et vers le bas du capteur ainsi que la température de la partie absorbante du capteur (plaque absorbante) et le comportement thermique du sable fin ont montré de bons résultats, sachant que la température de la plaque absorbante maximale atteinte durant les deux jours d'essais est respectivement 370 K et 385 K et que le sable fin s'est comporté comme un bon amortisseur de température des paramètres d'entrée thermique (fluctuations climatiques et défaut de manipulation) avec une énergie cumulée durant la journée hivernale et estivale respectivement de l'ordre de 118.72 et 285.66 MJ. Ces avantages, nous ont conduit à poursuivre cette étude par la voie numérique afin d'améliorer la température de sortie et l'amortissement des fluctuations de température sans affaiblir l'onde thermique.

Dans le cadre de cette thèse, une étude paramétrique du capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré est réalisée à travers une étude numérique et fondée à partir d'une analyse expérimentale.

Le premier chapitre donne une synthèse sur la captation thermique à travers une étude bibliographique des différents types et techniques, ensuite, un état de l'art sur les capteurs solaires thermiques à stockage intégré déjà existant afin de comprendre les besoins et les défis de tels systèmes en se focalisant sur les améliorations apportées.

Le deuxième chapitre est consacré dans un premier temps à l'environnement expérimental c. -à-d. la présentation du dispositif et l'installation complète, les mesures relevées, les appareils de mesure ainsi que le déroulement de l'expérimentation. Ensuite, on s'intéresse à la formulation mathématique de tous les phénomènes physiques impliqués dans le capteur solaire thermique à stockage intégré afin de bien comprendre le comportement thermique du prototype expérimental.

Le troisième chapitre présente une étude numérique sous logiciel Ansys CFX du prototype expérimental où dans un premier temps, la configuration du modèle numérique basé sur des hypothèses, ensuite l'optimisation du modèle à travers une étude de sensibilité des résultats numériques au maillage, au pas de temps et donc le critère de convergence. Enfin, la validation du modèle numérique par rapport aux résultats expérimentaux donne accès à toute modification des paramètres pour l'optimisation du prototype expérimental.

Le dernier chapitre expose les résultats de l'étude expérimentale à savoir la vitesse du vent, température ambiante, la température de sortie, la température dans le volume de stockage et une estimation du coefficient de perte et de la quantité de chaleur stockée durant les deux jours d'essai, ainsi que, les résultats numériques obtenus de l'étude paramétrique du capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré.

Ce travail est clôturé par une synthèse qui regroupe les principaux aboutissements pour un choix optimal de configuration suivie de quelques recommandations permettant d'améliorer d'avantage notre prototype.

CHAPITRE I

1.1 Introduction :

Les capteurs d'énergie solaire sont des échangeurs de chaleur un peu spéciaux qui transforment l'énergie du rayonnement solaire en une énergie thermique transportée par un fluide caloporteur. La principale composante de tout système solaire est le capteur solaire, il s'agit d'un dispositif qui absorbe le rayonnement solaire, le transforme en chaleur qui va transmettre à un fluide (généralement de l'air, l'eau ou l'huile) circulant dans le capteur. L'énergie solaire est recueillie à partir du fluide circulant, et transmise soit directement à l'équipement de conditionnement de l'eau chaude ou à un réservoir de stockage d'énergie à partir duquel elle peut être puisée pour utilisation durant la nuit et/ou les jours nuageux.

Dans ce chapitre, différents types de capteurs solaires thermiques actuellement disponibles seront présentés ainsi que les capteurs solaires avec systèmes de stockages intégrés connu sous le nom de capteur solaire thermique avec stockage intégré et leurs technologies récentes.

1.1.1 Contexte :

Le cadre général de l'étude portera sur l'importance de l'utilisation des énergies renouvelables dans le contexte du changement climatique et de la crise énergétique liée à l'épuisement des énergies fossiles que nous devons affronter.

1.1.2 Changement climatique et énergies renouvelables :

Les conséquences principales des activités humaines ont été l'augmentation constante de la consommation d'énergie et les rejets de gaz à effet de serre dans l'atmosphère, qui ont un impact sur l'environnement et le climat. Le cycle naturel du carbone sur terre est perturbé par l'effet d'émissions de gaz à effet de serre, en conséquence, la température moyenne planétaire a augmenté de 1,1K entre 2015 et 2019[19]. Face à l'épuisement des ressources, en plus de brûler des fossiles, des

méthodes alternatives de production d'énergie sont nécessaires pour faire face à l'épuisement des ressources. Si l'énergie provient d'un processus naturel, l'énergie est dite renouvelable c.-à-d. qu'elle est régénérée au même rythme ou plus rapidement qu'elle n'est utilisée. Ce processus naturel peut être, par exemple, l'énergie solaire, l'énergie éolienne, le courant de marée, la biomasse, etc. Cependant, malgré la tendance à la hausse évidente des énergies renouvelables, par rapport à d'autres ressources, elles sont encore rarement utilisées.

1.2 Conversion thermique de l'énergie solaire :

Dès que l'énergie lumineuse (photothermique) du soleil rencontre de la matière, elle en transforme une partie en chaleur, c'est ce qu'on appelle la conversion thermique exploitée directement, ou bien transformée indirectement en énergie mécanique, puis électrique.

La conversion photothermique se fait à l'aide de collecteurs (capteurs) thermiques qui consistent en une transformation directe du rayonnement solaire en chaleur, utilisée pour le chauffage domestique, les cuisines solaires, la chaleur pour des processus industriels. La conversion se fait en deux manières : avec concentration et sans concentration.

1.2.1 Chaîne de conversion thermique:

Un système solaire thermique est construit avec des composants qui convertissent l'énergie du rayonnement solaire en chaleur utilisable. La chaîne de conversion d'énergie complète d'une installation solaire thermique, est constituée d'un capteur, d'un fluide caloporteur et d'un système ou milieu de stockage thermique. Dans cette chaîne de conversion (*voir Fig. 1.1*) les photons du rayonnement solaire sont absorbés par l'absorbeur provoquant la vibration des atomes de l'absorbeur, ainsi, la température augmente dans l'absorbeur et la chaleur est produite. Une partie de cette

chaleur est transportée par conduction thermique de l'absorbeur à l'Échangeur Thermique « ÉcTh » dans lequel le fluide caloporteur circule, cette chaleur est rejetée vers le fluide caloporteur et transportée via un ÉcTh vers le stockage thermique avant qu'elle ne passe au consommateur.

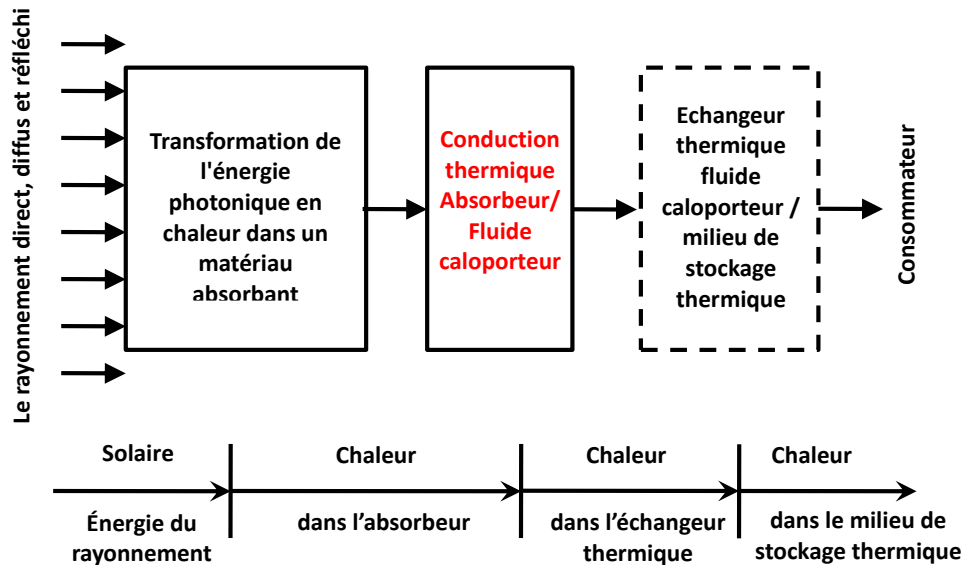


Figure 1.1: La chaîne de conversion énergétique de la chaleur solaire thermique [20]

1.3 Capteur solaire thermique :

Le capteur solaire est l'élément de base pour la transformation de l'énergie solaire en chaleur, le choix des capteurs solaire dépend de la température désirée de l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Il existe deux grandes familles de capteurs solaires thermiques ; capteur solaire thermique sans concentration et avec concentration.

1.3.1 Capteur solaire thermique sans concentration :

Le rayonnement solaire est capté par la surface absorbante du capteur solaire puis transformé en chaleur à basse température récupérée à l'aide d'un fluide caloporteur. Il existe plusieurs catégories de capteurs solaires basse température :

1.3.1.1 Capteurs sans vitrage :

Une des plus simples façons d'utiliser l'énergie solaire thermique est le chauffage des piscines en plein air, où le moment de la demande de chaleur et le rayonnement solaire disponible est plus ou moins corrélé. L'eau de la piscine doit être chauffée à des températures relativement basses (un maximum d'environ 301.15K) [20,21].

Les capteurs utilisés sont constitués d'un tapis absorbant composé de tuyaux juxtaposés en caoutchouc souple très résistant et non couvert comme présenté dans la figure 1.2. Du fait de l'absence de vitrage, donc des pertes de transmission afférentes, ils possèdent un très bon rendement pour les températures proches de la température de l'air ambiant, ils ne permettent pas de produire d'eau chaude sanitaire. Ils sont très faciles à mettre en œuvre, l'utilisation de ces capteurs est simple et peu coûteuse.

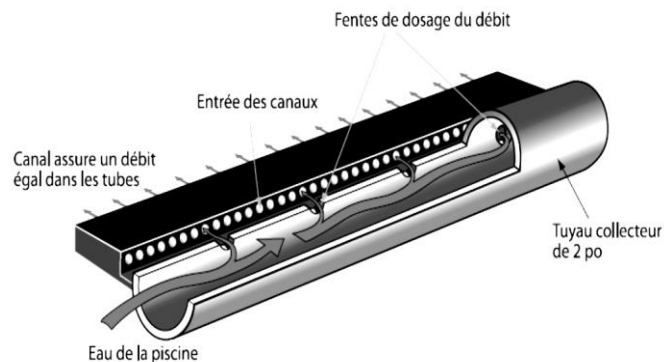


Figure 1.2 : Schéma d'un capteur plan sans vitrage

1.3.1.2 Capteur plan vitré :

Le capteur plan vitré (voir Fig. 1.3) est le capteur le plus répandu et le mieux adapté aux besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire dans les bâtiments, sa température de fonctionnement correspond à la température de production de chauffage et d'eau chaude sanitaire lorsque les besoins sont plus importants. Ce type de capteur se présente sous forme de caissons de différentes dimensions sous forme d'éléments séparés ou monobloc.

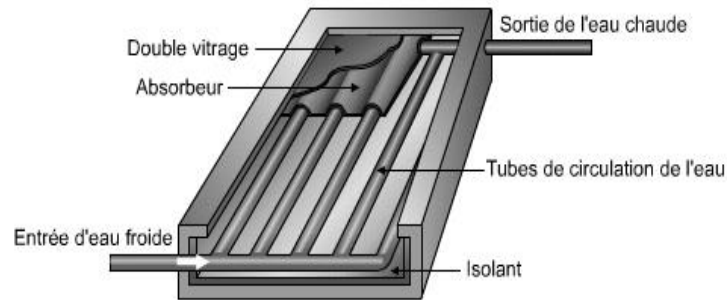


Figure 1.3 : Schéma d'un capteur plan vitré

1.3.1.3 Capteur solaire autostockeur :

La caractéristique principale de ce type de capteur solaire (voir Fig. 1.4) est la combinaison des fonctions de captage et de stockage de l'énergie. Les capteurs solaires autostockeurs se présentent généralement sous la forme d'une enceinte vitrée sur le dessus, isolée au fond et sur les côtés, contenant un réservoir peint en noir [22].

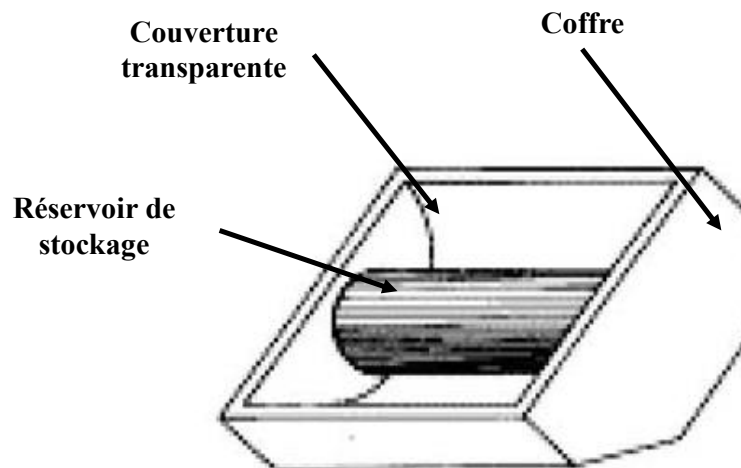


Figure 1.4: Capteur solaire autostockeur [23]

Ce type de capteur est utilisé dans les pays à fort taux d'ensoleillement, leurs avantages s'expriment par une bonne productivité énergétique et une installation simple avec une maintenance réduite. Par contre, ils ont l'inconvénient des pertes nocturnes qui peuvent être importantes.

1.3.1.4 Capteurs à tubes sous vide:

Ce type de capteur solaire (voir Fig. 1.5) comporte plusieurs tubes de verre reliés en série renfermant chacun une canalisation de métal absorbant peint en noir, dans laquelle circule le fluide caloporteur. L'espace entre l'absorbeur et le tube de verre est vidé d'air. Comme le vide créé est un excellent isolant, le tube sous vide perd si peu de chaleur à l'air, il peut produire une eau à température plus élevée (jusqu'à environ 423.15K) que les capteurs plans vitrés, même pendant les grands froids d'hiver [26]. Les bonnes performances à haute température de ce type de capteur le destine normalement à des applications où des températures de fonctionnement élevées sont requises: production d'eau chaude pour l'industrie etc. Leur efficacité en fait le type de capteurs solaire à basse température le plus coûteux [25].

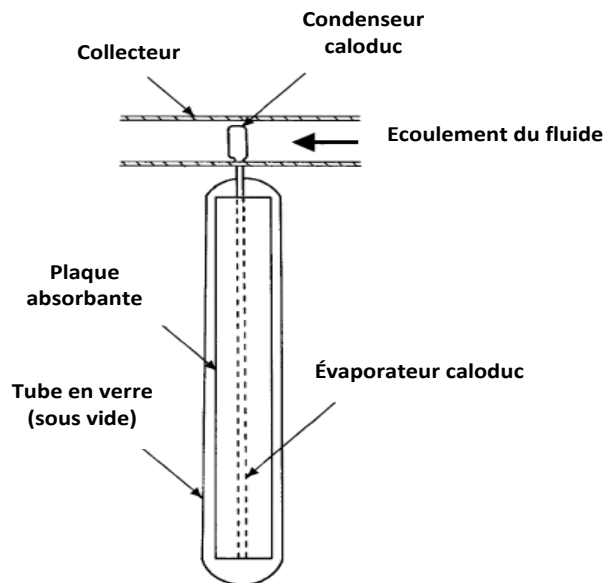


Figure 1.5: Schéma d'un capteur à tubes sous vide [26]

1.3.2 Capteur solaire thermique avec concentration (Haute température) :

Le solaire thermique à concentration est une idée ancienne qui est celle de la concentration du rayonnement solaire pour produire de la chaleur à haut niveau de température (supérieures à 393.15K).

Les capteurs à concentration utilisent l'énergie solaire arrivant sur une grande surface réfléchissante et réfléchie sur une plus petite surface avant qu'elle ne soit convertie en chaleur qui entraînerait de températures plus élevées. La contrainte principale, outre le coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, est le système de poursuite destiné à suivre le soleil car ces derniers n'utilisent que l'irradiation directe donc ils doivent suivre le mouvement apparent du soleil. En conséquence, ils ne peuvent être installés que dans des zones fortement ensoleillées. Quelques types de capteurs à concentration sont présentés dans ce paragraphe :

1.3.2.1 Concentrateur cylindro-parabolique :

Comme son nom l'indique, ce système utilise une série de longs réflecteurs cylindriques en forme de parabole (voir Fig. 1.6). La parabole concentre la lumière sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur. Les températures peuvent atteindre aisément les 773.15K et peuvent produire de la vapeur afin de fournir de l'électricité [26].

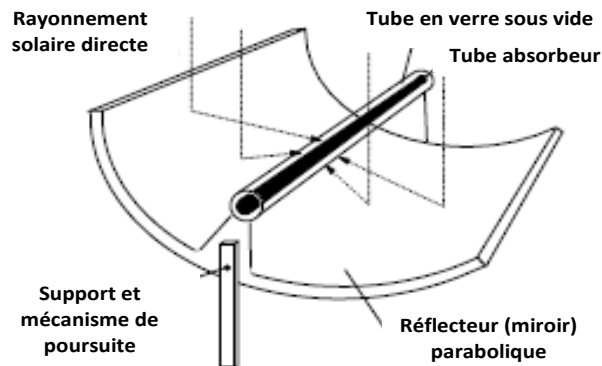


Figure 1.6: Schéma d'un capteur cylindro-parabolique [26]

1.3.2.2 Réflecteur linéaire de Fresnel (RLF) :

C'est une technologie qui s'appuie sur un réseau de bandes de miroir linéaire qui concentrent la lumière sur un récepteur fixe montée sur une tour linéaire. Le grand volume et le non déplacement des absorbeurs sont les conditions de construction de ce

dernier (contrairement aux autres capteurs ou l'absorbeur suit le mouvement du capteur). Une représentation d'un élément d'un champ de capteurs RLF est représentée sur la figure 1.7.

Le plus grand avantage de ce type de système est qu'il utilise des réflecteurs plats ou des réflecteurs élastiques incurvés qui sont moins chers par rapport à réflecteurs paraboliques en verre. En outre, ils sont montés à proximité du sol, réduisant ainsi les exigences structurelles [27].

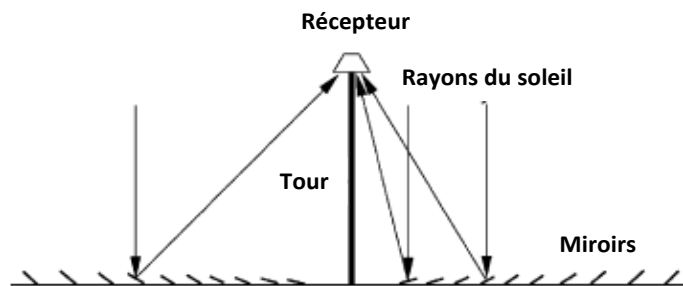


Figure 1.7 : Schéma d'un récepteur éclairé par un champ RLF [28]

1.3.2.3 Système à réflecteur parabolique:

Un système à réflecteur parabolique représenté schématiquement à la figure 1.8, utilise des miroirs paraboliques pour concentrer le rayonnement solaire sur un récepteur situé au foyer du récepteur, ces systèmes peuvent atteindre des températures supérieures à 1737.15K [28]. Le récepteur contient un fluide qui, lorsque les rayons du soleil le frappent, atteint des températures très élevées. Ce fluide très chaud est ensuite utilisé pour produire de l'électricité dans un petit moteur (générateur) fixé au récepteur.

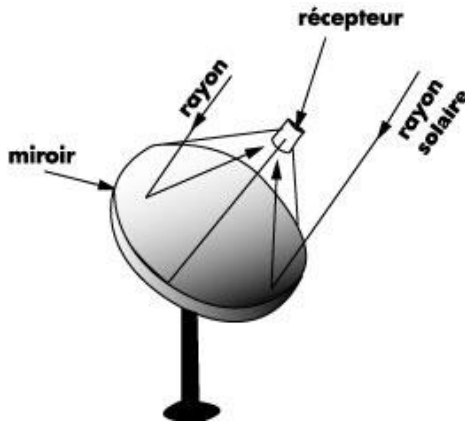


Figure 1.8 : Système à réflecteur parabolique [30]

1.3.2.4 Héliostat (système de centrale à tour) :

Le concept de système à collecteur central consiste à concentrer le rayonnement solaire à l'aide d'un champ de miroirs orientables (héliostats) sur un absorbeur situé en haut d'une tour (voir Fig. 1.9). Un dispositif pompe un fluide caloporteur qui peut être une huile synthétique ou du sel fondu dans l'absorbeur où il est chauffé à des températures entre 573.15 et 1737.15K et ensuite utilisé pour produire de l'électricité [28,29].

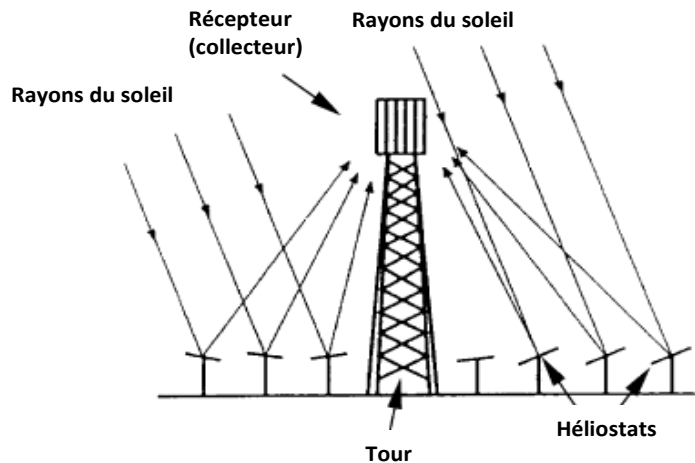


Figure 1.9 : Schéma d'une centrale à tour [30]

1.4 Classement des capteurs solaires thermiques à stockage intégré :

La figure 1.10 montre les différentes configurations possibles de capteur solaire thermique à stockage intégré. Trois grandes fonctions existent, la première, liée au stockage, elle offre la plus grande diversité liée aux composants internes et à l'enveloppe, puis la Couverture, a un rôle de protection de l'absorbeur vis à vis des déperditions thermiques et enfin la concentration du rayonnement solaire est envisageable avec différentes technologies comme les dispositifs paraboliques.

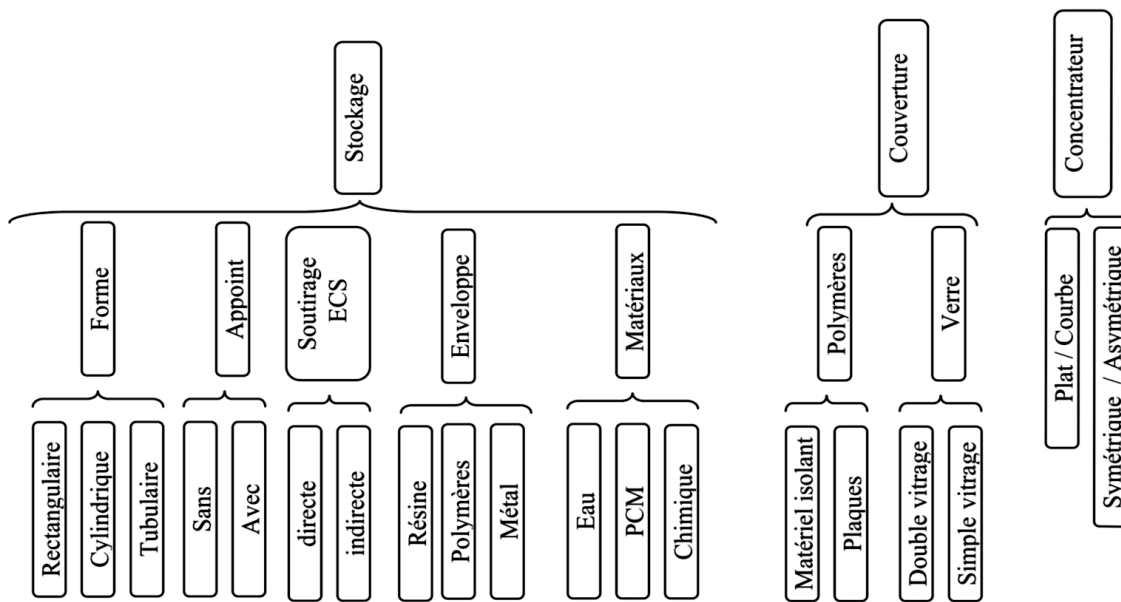


Figure 1.10 : Classement des différents capteurs solaires thermique à stockage intégré [31]

1.5 Histoire des Capteurs Solaires Thermiques à Stockage Intégré (CSTSI):

Le premier CSTSI a été présenté à la fin du XVIIIe siècle dans le sud-ouest des États-Unis sous forme de réservoir exposé au soleil. Ces systèmes auraient produit suffisamment d'eau chaude par temps clair. Puis en 1891, Kemp a breveté le premier système commercial sous le nom «Climax», avec l'idée de le mettre en œuvre comme CSTSI. Dans ce système, un réservoir en métal était placé dans une boîte en bois et la partie supérieure de la boîte était recouverte d'un couvercle en verre. Le système a produit de l'eau chaude jusqu'à 311.95K par temps ensoleillé [32]. En 1902, Walker a

proposé que le réservoir soit installé dans la zone focale d'un miroir de concentration, ce système était également équipé d'un chauffage à gaz de secours [33].

Le premier CSTSI commercialisé avait quatre récipients cylindriques de forme ovale avec surface plane face au soleil, la taille et la forme du capteur ont eu un effet significatif sur la collecte d'énergie solaire. En outre, Haskell a proposé un remplacement des réservoirs tubulaires par d'autres plats placés à l'intérieur du boîtier du CSTSI pour obtenir une plus grande surface de captation, le réservoir était équipé d'ailettes pour obtenir un meilleur transfert de chaleur de la plaque absorbante [34].

1.6 Type des capteurs solaires thermiques à stockage intégré (CSTSI) :

Le paramètre qui impose le plus de contraintes au niveau du CSTSI est la forme du réservoir de stockage qui est généralement : rectangulaire, cylindrique, triangulaire, trapézoïdale et tubulaire. Nous allons montrer les CSTSI sans concentration avec réservoir de stockage rectangulaire, triangulaire et trapézoïdale.

La continuité des recherches au sujet des CSTSI a conduit à l'amélioration et l'innovation de nombreuses nouvelles conceptions. Différents CSTIS sont examinés et classés en fonction de leurs principes de captation et de stockage d'énergie. Ces systèmes peuvent être classés comme CSTSI sans concentration, avec concentration et avec matériaux à changement de phase comme matériau de stockage.

1.6.1 Capteur solaire thermique plan avec un système de stockage intégré (cuve rectangulaire) (CSTPSSI) :

Les CSTPSSI se caractérisent par l'intégration de la captation de l'énergie solaire et le stockage d'eau chaude dans une seule unité. Ces systèmes sont abordables et nécessitent moins d'espace d'installation [35].

Gertzos et al ont étudié les CSTPSSI en modes de chauffage direct et indirect, en mode de chauffage direct, l'eau est chauffée directement dans le réservoir de stockage à

travers la plaque absorbante du capteur et en mode de chauffage indirect l'eau de service passe à travers un ÉcTh immergé dans l'eau chaude stockée [36].

Al-Khalifajy et al ont analysé les performances d'un CSTPSSI indirect avec différentes conceptions d'échangeurs thermiques. Les résultats obtenus ont indiqué qu'un ÉcTh à une seule rangée pour les deux tubes de type B et elliptique donne une température d'eau de sortie plus élevée avec une meilleure efficacité thermique et des coûts opérationnels réduits[37].

Khalifa et Jabbar ont évalué les performances d'un CSTPSSI composé de six tubes en cuivre de 0.08m de diamètre extérieur connectés en série agissant à la fois comme absorbeur et réservoir de stockage (voir Fig. 1.11). Le capteur à simple vitrage de 0.90m×1.80m de surface a été construit à partir d'un cadre en aluminium et incliné à 45°, l'absorbeur a été placé à 0.03m sous la vitre. En termes d'efficacité instantanée, facteur d'efficacité du capteur et de facteur d'évacuation de chaleur, la configuration géométrique a montré des performances meilleures que les systèmes conventionnels [40].



Figure 1.11 : CSTPSSI proposé par Khalifa et al [38]

Récemment, Borello et al ont étudiés un CSTPSSI innovant composé de quatre tuyaux cylindriques (voir Fig. 1.12). Dans cet appareil, le capteur absorbe l'énergie solaire et soulève l'eau chaude vers le tuyau de sortie par convection et la rendait disponible sur le réseau domestique chaque fois que cela était nécessaire [39].

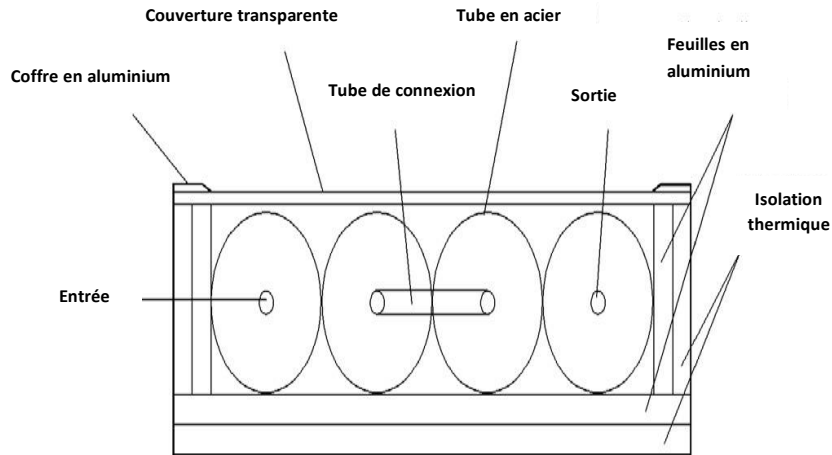


Figure 1.12 : Schéma descriptif du CSTPSSI proposé par Borello [39]

Taheri et al ont construit un CSTPSSI en tôle galvanisée compact et simple avec une surface de captation effective de capteur de 0.67m^2 et d'une taille de $1.45 \times 0.56 \times 0.17\text{m}$ (voir Fig. 1.13). Deux modes d'écoulement convectifs d'eau (naturelle et forcée) ainsi que différentes orientations font l'objet d'analyse thermique de ce système. L'efficacité journalière moyenne pour l'orientation des capteurs vers le sud, 10° sud-est et 10° sud-ouest ont été estimées à 73.45%, 70.32% et 76.28%, respectivement et la valeur de température d'eau chaude stockée dans le réservoir atteint environ 363,15K [40].

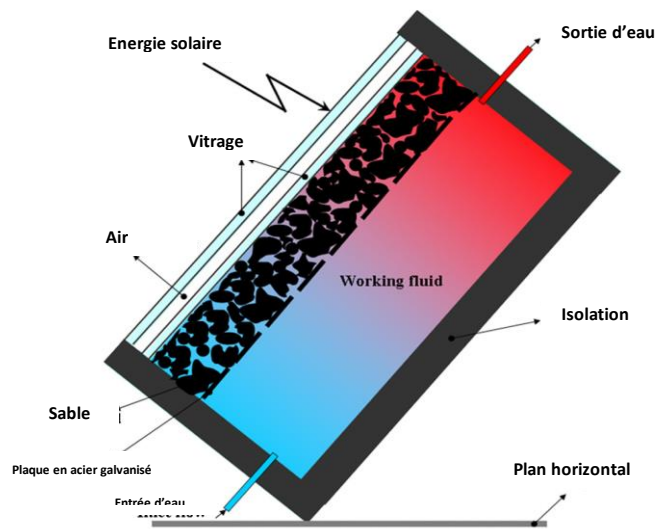


Figure 1. 13 : Schéma du CSTPSSI compact proposé par Taheri [40]

Gertzos et Caouris ont étudié à l'aide d'un modèle CFD tridimensionnel le champ d'écoulement et le transfert de chaleur dans un CSTPSSI avec recirculation de l'eau de stockage. Puis, ils ont optimisé la position et la taille des orifices de recirculation ainsi que la taille et l'agencement des ailettes d'interconnexion (voir Fig. 1.14) [41].

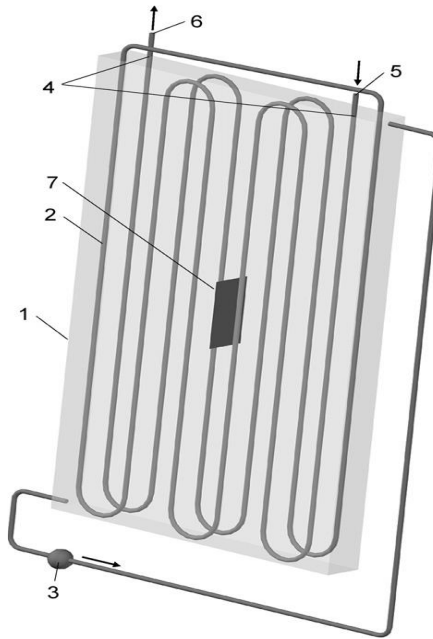


Figure 1. 14 : Schéma descriptif du CSTPSSI étudié par Gertzos et Caouris : (1) réservoir de stockage (2)ÉcTh(3) circulateur (4)entrée et sortie du fluide (5)entrée d'eau de service (6)sortie d'eau de service (7) ailette joignant les surfaces avant et arrière [41]

Hazami et al ont fabriqué un système CSTPSSI constitué d'un échangeur capillaire intégré dans une matrice en béton avec une surface de captation de 5m² reposant sur un support en acier incliné à 45° (voir Fig. 1.15). Le caractère de stockage du système a fourni la chaleur nécessaire pour maintenir la température de l'eau du robinet à une température optimale [42].

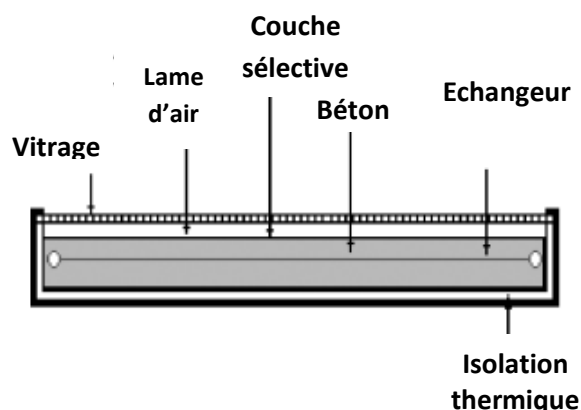


Figure 1. 15 : Schéma de capteur solaire stockeur [42]

Sopian et al ont conçu un CSTPSSI non métallique et sans vitrage avec une capacité de stockage d'eau de 329L (voir Fig. 1.16). Toutes les parties du CSTPSSI ont été fabriquées à partir de polyester renforcé de fibre de verre en utilisant une composition de résine spéciale qui offre une bonne conductivité thermique et une bonne absorptivité, dix-neuf tubes collecteurs semi-elliptiques non vitrés d'absorbance 0.95 et une plaque absorbante de 3mm d'épaisseur de 1.4×1.8m de surface ont été utilisés. Les tests de performance du CSTPSSI avec et sans puisage nocturne de l'eau chaude ont indiqué que le système pouvait atteindre une efficacité de 45% pour une irradiation solaire de 635W/m² et une température ambiante de 304.15 K [43].

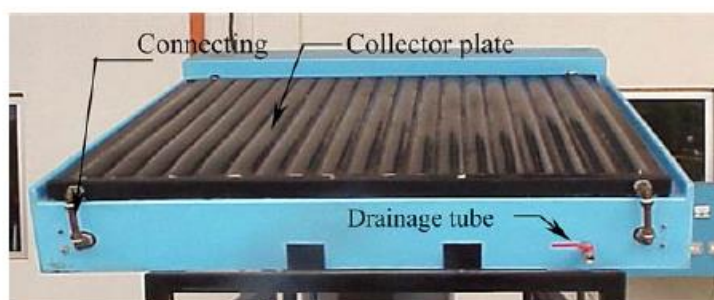


Figure 1.16 : CSTPSSI proposé par Sopian et al [43]

1.6.2 Capteur solaire thermique à stockage intégré de type coffre-réservoir :

Garg a conçu et testé un chauffe-eau solaire à accumulation améliorée de type réservoir rectangulaire (voir Fig. 1.17), les résultats des tests ont indiqué que le

système atteignait une efficacité suffisamment élevée jusqu'à 70% et fournissait environ 90L d'eau chaude à une température comprise entre 323.15 et 333.15K en hiver et entre 333.15 et 343.15K en été[44].



Figure 1. 17 : Photo du chauffe-eau solaire à stockage intégré adapté à une utilisation rurale [44]

Kumar et Rosen ont étudié un CSTPSSI de type réservoir avec une surface absorbante ondulée (voir Fig. 1.18), ce système présente une température de fonctionnement plus élevée pendant une longue période mais avec une faible efficacité. La surface ondulée conduit à un élevée transfert de chaleur par convection plus élevée de l'absorbeur à l'eau et augmente également la surface exposée au soleil [45].

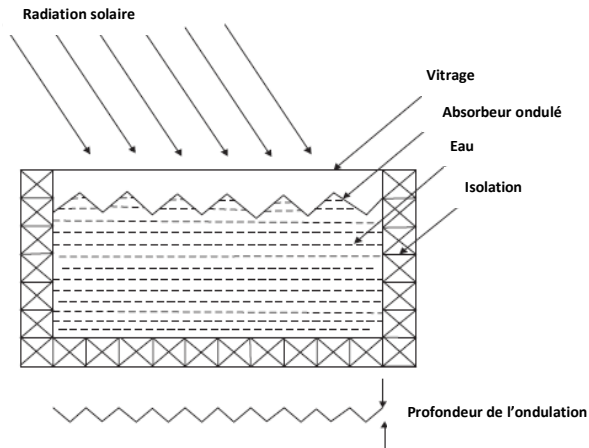


Figure 1.18 : Coupe transversale d'un CSTPSSI avec absorbeur ondulé [45]

De plus, ils ont conçu un système à deux sections couplant un réservoir de stockage à une unité de stockage étendue (voir Fig. 1.19). La section "A" collecte l'irradiation solaire et la section "B" isolée stocke l'eau chaude. Un rapport volumique de $V_A/V_B=7/3$ a produit de l'eau chaude à une température suffisante avec une efficacité maximale [46].

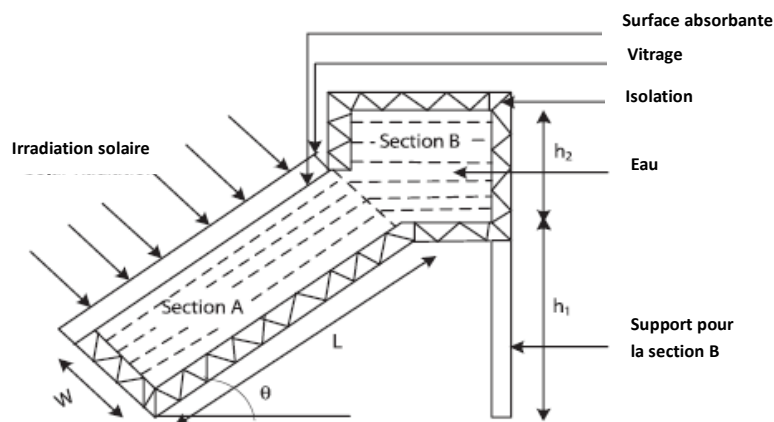


Figure 1.19 : Coupe transversale du CSTPSSI modifié [46]

Récemment, Saleh a fabriqué un réservoir rectangulaire de $1 \times 1 \times 0,03\text{m}$ (voir Fig. 1.20) en utilisant des matériaux de construction disponibles localement et raisonnablement bon marché. Dans ce système, la température de l'eau dans le réservoir atteint jusqu'à 333.15K et plus dans des conditions climatiques suivantes ; partiellement nuageuses, ensoleillées avec averses et ciel clair pendant les trois jours

sur quatre jours de test. Cependant, le système a produit de l'eau chaude à une température comparativement plus basse que les chauffe-eau solaires importés [47].

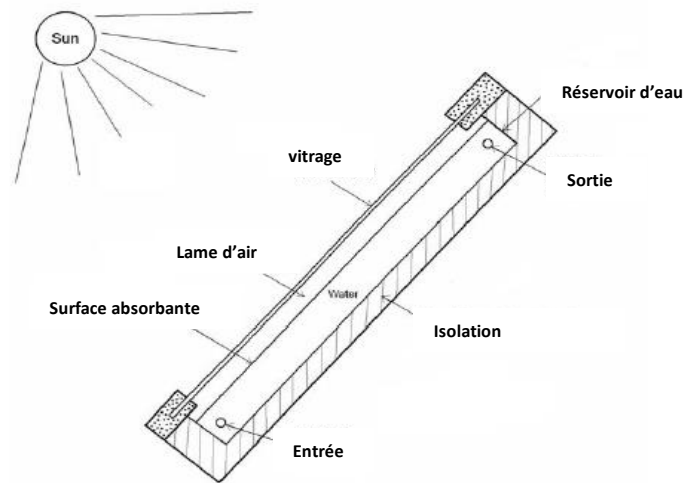


Figure 1. 20 : Schéma du CSTPSSI proposé par Saleh [47]

Mohsen et al ont étudié un CSTPSSI adapté pour fournir de l'eau chaude pendant 24h, les performances thermiques du système ont été évaluées à trois différentes profondeurs de la cuve (0.05, 0.10 et 0.15m) avec un simple et double vitrage (voir Fig. 1.21). Pour une profondeur de réservoir de 0.1m, le système a produit de l'eau chaude à une température plus élevée 241.15K que les autres profondeurs. De plus et pendant la nuit le système à double vitrage présente une puissance de rétention et température de l'eau plus élevée [48].

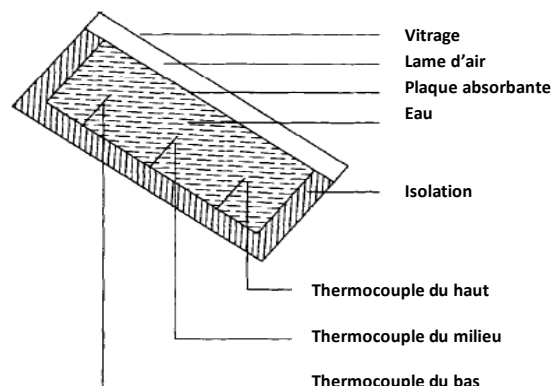


Figure 1. 21 : Schéma descriptif du CSTPSSI étudié par Mohsen [49]

Dharuman et al ont construit un CSTPSSI pas chère avec une surface absorbante de 1.3m^2 et une capacité de stockage d'eau de 170L (voir Fig. 1.22). Les résultats des tests ont indiqué que le système fournissait suffisamment d'eau chaude entre 318.15 et 323.15K tôt le matin et que l'efficacité du capteur journalière et globale ont été observées à 60 et 40%, respectivement [50].

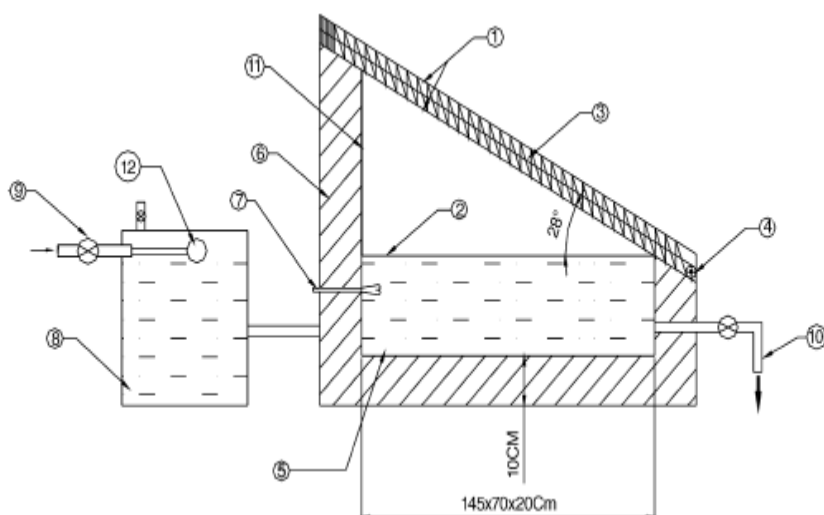


Figure 1. 22 : CSTPSSI proposé par Dharuman : (1) Vitrages, (2) plaque absorbante, (3) isolation du vitrage, (4) Circulateur, (5) réservoir de stockage, (6) isolation latérale, (7) chauffage, (8) réservoir d'alimentation d'eau, (9) vanne de remplissage, (10) sortie d'eau chaude, (11) miroir (12) flotteur [50]

1.6.3 Capteur solaire thermique à stockage intégré triangulaire :

Kaushik et al ont proposé capteur solaire thermique à stockage intégré triangulaire (voir Fig. 1.23). La conception triangulaire a amélioré le transfert de chaleur entre la plaque absorbante et l'eau et a également présenté un meilleur rendement global par rapport à une conception rectangulaire. La section triangulaire aide à obtenir un gain solaire plus élevé et un bon transfert thermique manifesté on convection naturelle éventuellement l'augmentation de température d'eau [51].

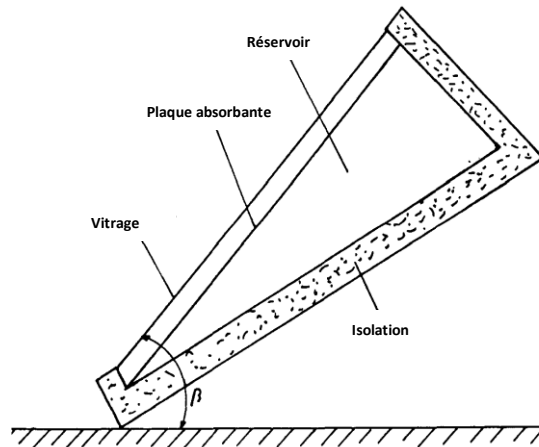


Figure 1. 23 : Schéma descriptif du CSTSI triangulaire [51]

1.6.4 Capteur solaire thermique à stockage intégré trapézoïdale :

Cruz et al ont étudié les performances d'un capteur solaire thermique à stockage intégré de forme trapézoïdale (voir Fig. 1.24) avec un collecteur optimal incliné à 45° , la section transversale trapézoïdale a provoqué une parfaite stratification thermique dans l'eau stockée et a fourni un stockage d'énergie suffisant pour répondre aux demandes quotidiennes en eau chaude. Le système a permis d'économiser l'énergie de 30 à 70% et d'assurer une eau chaude de 304.15K pour une irradiation solaire globale de 600W/m^2 [52].

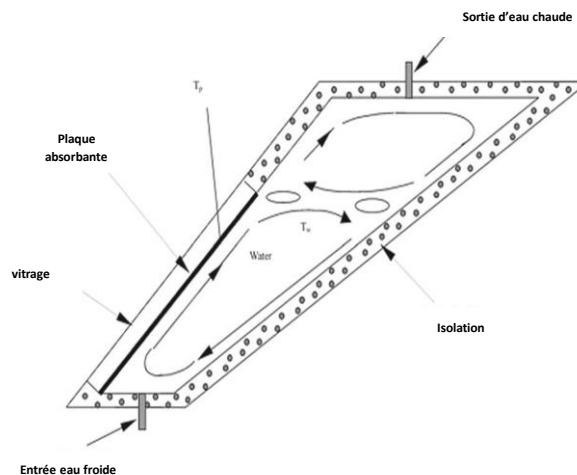


Figure 1. 24 : Coupe transversale d'un CSTSI de forme trapézoïdale [52]

1.7 Conclusion :

En raison de la possibilité de fonctionnement passif, de la facilité d'installation, de la compacité du système et de l'emplacement de stockage derrière le capteur, il est particulièrement intéressant de choisir le capteur solaire thermique à stockage intégré pour la rénovation thermique. Par conséquent, aucun autre local pour les ballons n'est requis. Actuellement, les capteurs solaire thermiques à stockage intégré ne peuvent pas répondre à toutes les normes suivantes: esthétique, performance énergétique (réservoirs de stockage entièrement isolés) et légèreté.

CHAPITRE II

2.1 Introduction :

Dans cette partie, nous décrivons le dispositif expérimental ainsi que les différents équipements de mesure utilisés et le mode de fonctionnement suivi pour mener l'expérience. Certains travaux sur les capteurs solaires thermiques fournissent des bilans énergétiques sans préciser la nature de leur étude (expérimentation, simulation numérique ou étude théorique). De plus, ces travaux précisent rarement les caractéristiques du système étudié (sélectivité de l'absorbeur, épaisseur d'isolant, ...). Donc, élaborer le modèle mathématique adéquat au système énergétique à réaliser, va nous permettre d'étudier le comportement dynamique de notre système et cela à partir des données acquises telles que ; les propriétés physiques des matériaux utilisés et des températures.



Figure 2.1 : Photo du dispositif expérimental

2.2 Descriptif de l'installation expérimentale :

L'installation expérimentale comprend trois parties comme indiqué dans la figure (2.2) :

- A- Capteur solaire thermique à eau avec un système de stockage intégré (dispositif expérimental)

B- Matériel de l'installation

C- Kit solaire photovoltaïque.

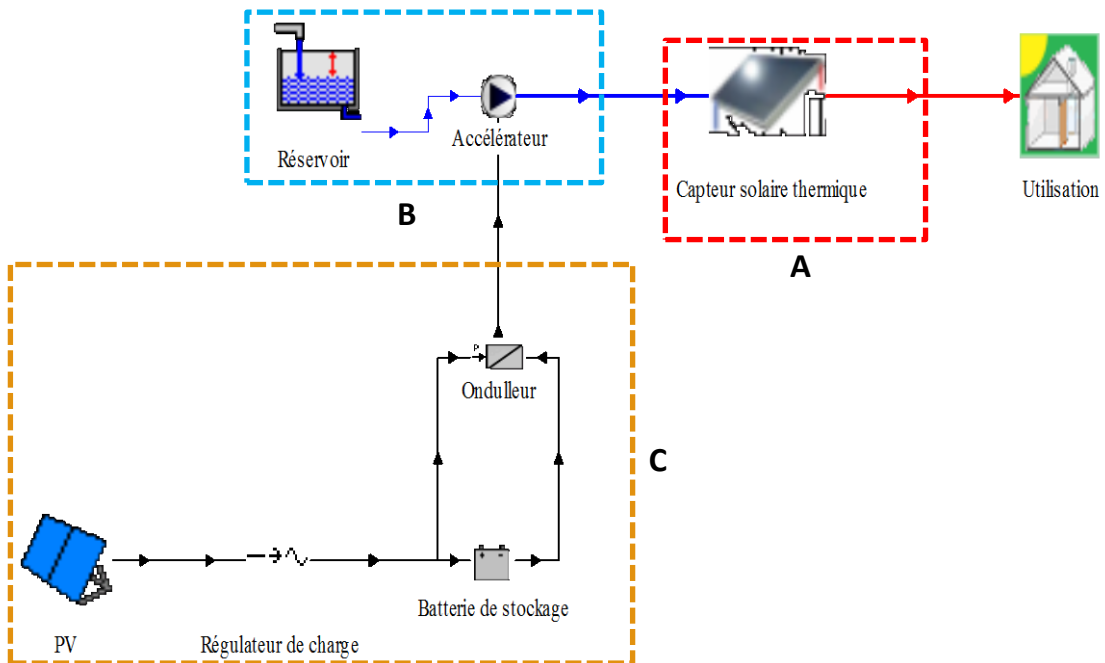


Figure 2.2 : Schéma de principe de l'installation solaire complète

2.2.1 Dispositif expérimental :

Le dispositif expérimental est un capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré, il est constitué essentiellement du haut en bas (voir Fig. 2.3) d'une couverture transparente à double vitrage en plaques de verre utilisé dans les habitations avec une surface $0.94 \times 0.94 \text{ m}$ et une épaisseur de 0.003 m espacés de 0.016 m pour assurer une isolation en avant et un rendement thermique optimal [53].

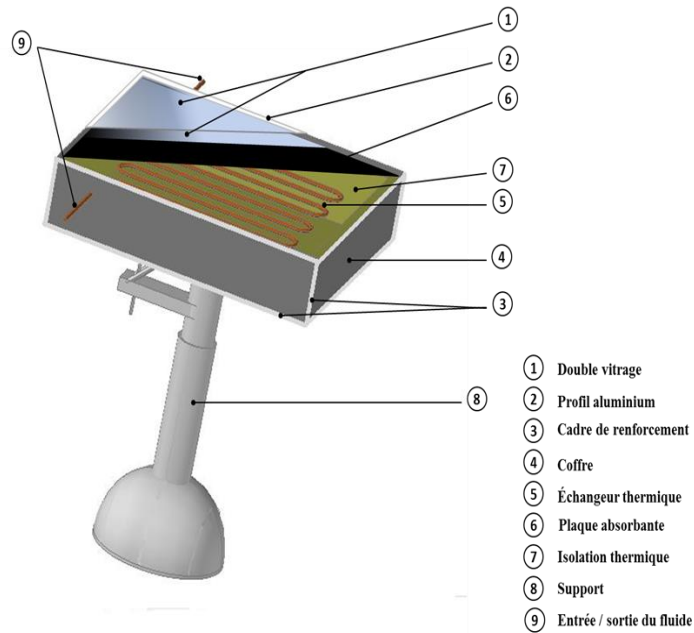


Figure 2.3 : Schéma descriptif du CSTPSSI

L'indisponibilité de la tôle en cuivre et en aluminium nous a mené à utiliser la tôle en acier galvanisé comme plaque absorbante, cette dernière a une surface effective de $0.9 \times 0.9 \text{ m}$ et de 0.002 m d'épaisseur et espacée de 0.02 m par rapport à la vitre. Elle est repeinte à l'aide d'un pulvérisateur par une peinture noire mate (du commerce). Le réservoir de stockage intégré au bas du capteur avec dimension de $0.9 \times 0.9 \times 0.15 \text{ m}$, remplis avec du sable fin de dunes est en contact direct avec la plaque absorbante. Afin de récupérer l'énergie stockée dans le réservoir, un échangeur thermique en forme de serpentin est immergé dans le réservoir de stockage avec une profondeur de 0.05 m par rapport à la plaque absorbante. L'échangeur thermique est en cuivre de 0.0124 m de diamètre intérieur et 0.014 m de diamètre extérieur et de 6.23 m de longueur, l'écart entre les tubes mesure 0.084 m et l'écart entre les tubes et les parois d'isolation latérales mesurent 0.1 m [54].

Pour minimiser les pertes thermiques latérales et du fond, une isolation thermique a été effectuée par deux matériaux en même temps [55], la laine de verre comme première couche de 0.01 m d'épaisseur en contact direct avec les parois interne du coffre celle-ci limitée par une autre couche de polystyrène expansé de

0.04m d'épaisseur enveloppe le réservoir de stockage. Le tout est chemisé dans un coffre en acier galvanisé dont deux de ces parois latérales sont perforées parallèlement pour qu'on puisse placer les deux bouts de l'échangeur thermique (entrée et sortie). Ainsi l'emplacement des thermocouples nécessite la perforation de l'une de ces parois même avec un diamètre qui correspond aux thermocouples. Le dispositif expérimental est fixé sur un support lui permettant une orientation et une inclinaison souhaité.

Le schéma montré ci-dessous (voir Fig. 2.4 a-b) représente toutes les dimensions du dispositif expérimental.

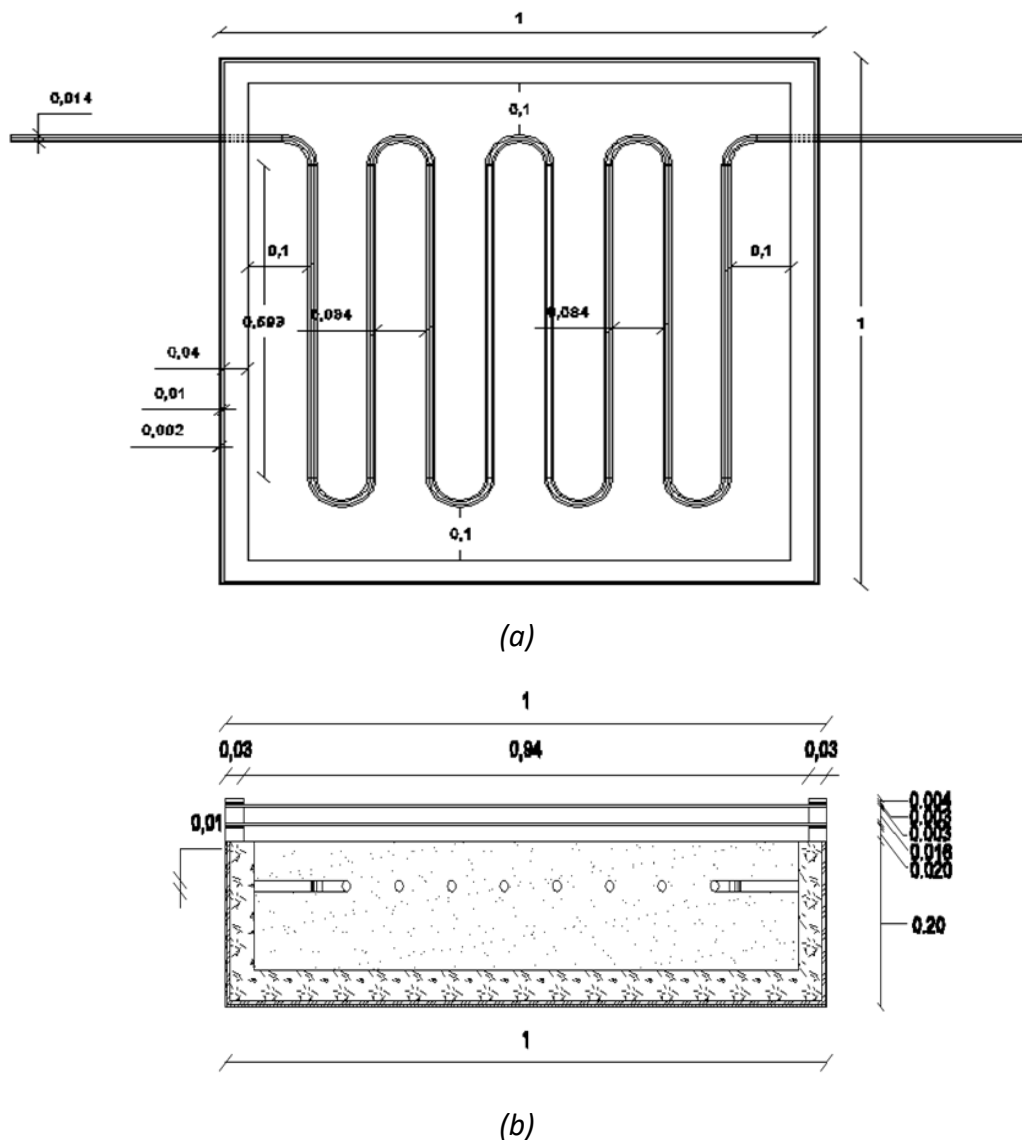


Figure 2.4 : Schéma dimensionnel du CSTPSSI :a) coupe transversale et b) coupe longitudinale

2.2.2 Matériel de l'installation :

Les éléments (matériaux) décrits ci-dessus concernent seulement la réalisation du capteur solaire et pour procéder à l'étape des résultats, le dispositif réalisé doit être lié à une installation munie de réservoir d'eau comme source d'alimentation, tube en plastique multicouches conçu spécialement pour être utilisé dans les installations d'eau potable et chauffage et vannes à des fins d'isolation en cas de maintenance. On a utilisé aussi un circulateur proposé sur le marché (de chauffage), ces circulateurs sont normalement conçus pour fonctionner à grands débits, par contre celui des installations solaires, présentent des débits plus faibles.

2.2.3 Kit solaire photovoltaïque :

Pour que notre installation soit totalement solaire et autonome on a introduit un kit solaire photovoltaïque pour faire circuler le fluide caloporteur. Ce kit est composé de panneau photovoltaïque monocristallin, un régulateur de charge/décharge 6A, onduleur (convertisseur) qui permettra de transformer le courant continu en courant alternatif et une batterie de 80Ah.

2.3 Mesures à effectuer :

On peut distinguer deux groupes de variables à mesurer d'une part les variables d'entrée du dispositif expérimental dont la température du fluide (eau) à l'entrée et la température ambiante, d'autre part les variables de sortie dont la température du fluide à la sortie et les températures du volume de stockage (sable) à différent niveau.

2.4 Appareillages de mesure:

L'acquisition des données est faite à l'aide d'un thermomètre à affichage numérique avec une précision de $\pm 0.1K$ et des thermocouples type **K** (chromel - alumel) sont utilisés pour mesurer les températures. Le dispositif expérimental est

équipé d'un total de 15 thermocouples, dont l'installation est représentée sur la figure 2.5 et figure 2.6.

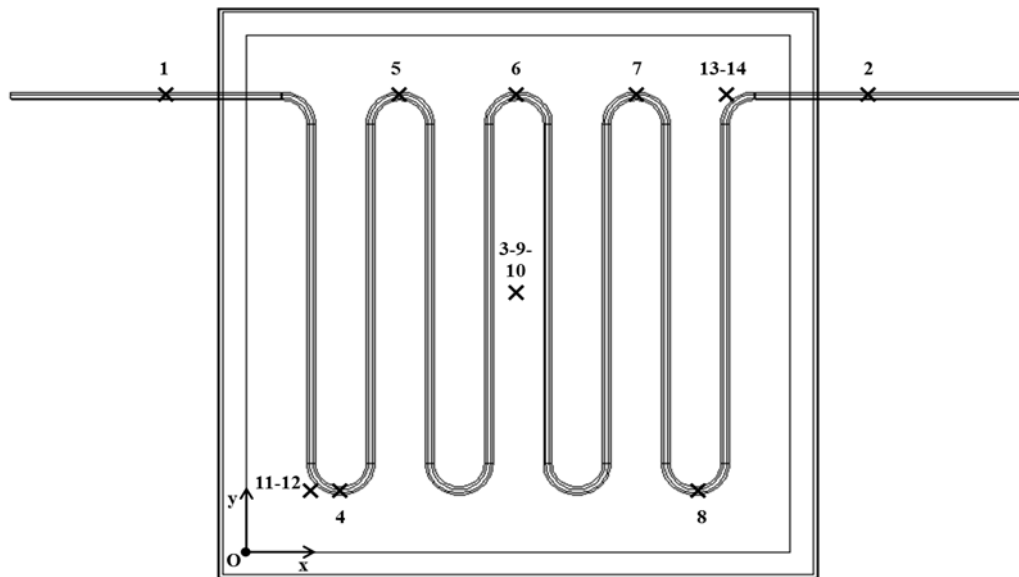


Figure 2.5 : Position des thermocouples dans le volume de stockage

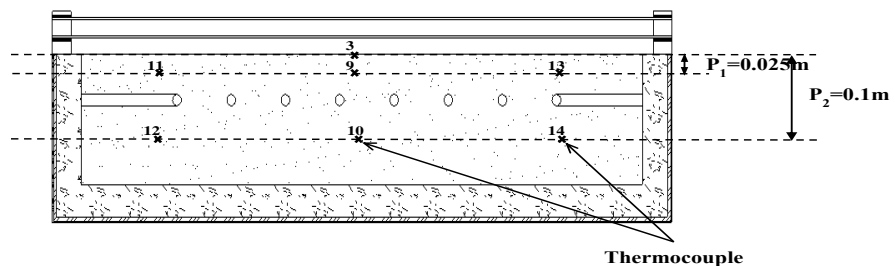


Figure 2.6 : Positionnement des thermocouples par rapport à l'épaisseur du volume de stockage

Le premier thermocouple est fixé en proximité du dispositif expérimental afin de mesurer la température ambiante T_{amb} lors des acquisitions. Deux thermocouples installés : thermocouple 1 nommé (e) à l'entrée du capteur solaire et thermocouple 2 nommé (s) à la sortie du capteur solaire. Les douze thermocouples restant sont repartis dans le réservoir de stockage afin de mesurer la distribution de température à différentes profondeurs comme indiqué ; trois thermocouples T_{10} , T_{12} et T_{14} repartis dans la partie basse du volume de stockage entre l'isolation du fond (polystyrène) et l'échangeur thermique à une profondeur égale à 0.1m(par rapport à la plaque

absorbante), puis cinq thermocouples T_4 , T_5 , T_6 , T_7 et T_8 placés sur l'échangeur thermique, ensuite trois T_9 , T_{11} et T_{13} thermocouples repartis dans la partie haute du coffre, c.-à-d. entre l'échangeur thermique et la plaque absorbante à une profondeur $P=0.025\text{m}$ et enfin un thermocouple $T_3=T_{\text{Abs}}$ est fixé au centre de plaque absorbante.

2.5 Protocole expérimental :

Le dispositif expérimental est installé sur une terrasse d'habitation dont les coordonnées géographiques sont ; longitude $L = 2^\circ 51' 36''$; latitude, $\varphi = 33^\circ 47' 45''$ et altitude $l=738\text{m}$, ce dernier est orienté vers le sud (angle azimut $a=0^\circ$) et incliné avec un angle $\beta \approx \varphi = 34^\circ$ par rapport à l'horizontale.

La procédure employée lors de l'exécution des essais est basée sur la mesure des températures, d'entrée T_e , de sortie T_s , ambiante T_{amb} et en 12 points repartis dans le réservoir de stockage (voir Fig. 2.5 et Fig. 2.6). Ces mesures sont relevées manuellement à l'aide d'un thermomètre digital du lever au coucher du soleil avec un pas de temps de mesure de 10 minutes. L'état du ciel est le seul paramètre influant sur le choix du jour d'essai, car on a effectué douze essais durant les deux périodes hivernale et estivale et on a choisie deux (29 Janvier et 23 Juin).

Le fluide caloporteur utilisé est l'eau du robinet qui circule à l'aide d'un circulateur avec un débit constant $\dot{m}=6 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ afin d'éviter un fonctionnement sans circulation du fluide caloporteur, un réservoir de stockage d'eau alimente le CSTPSSI.

2.6 Équations régissant l'équilibre énergétique du dispositif expérimental (CTPESSI):

Certains ouvrages généraux sur l'énergie solaire proposent des bilans énergétiques, essentiellement sur les capteurs solaires thermiques, sans préciser la nature de leur étude (expérimentation, simulation numérique ou étude théorique). De plus, ces références précisent rarement les caractéristiques du système étudié (sélectivité de l'absorbeur, épaisseur d'isolant, ...). Donc, élaborer le modèle

mathématique adéquat au système énergétique à réaliser va nous permettre d'étudier le comportement dynamique de notre système et cela à partir des données acquises telles que les propriétés physiques des matériaux utilisés et des températures.

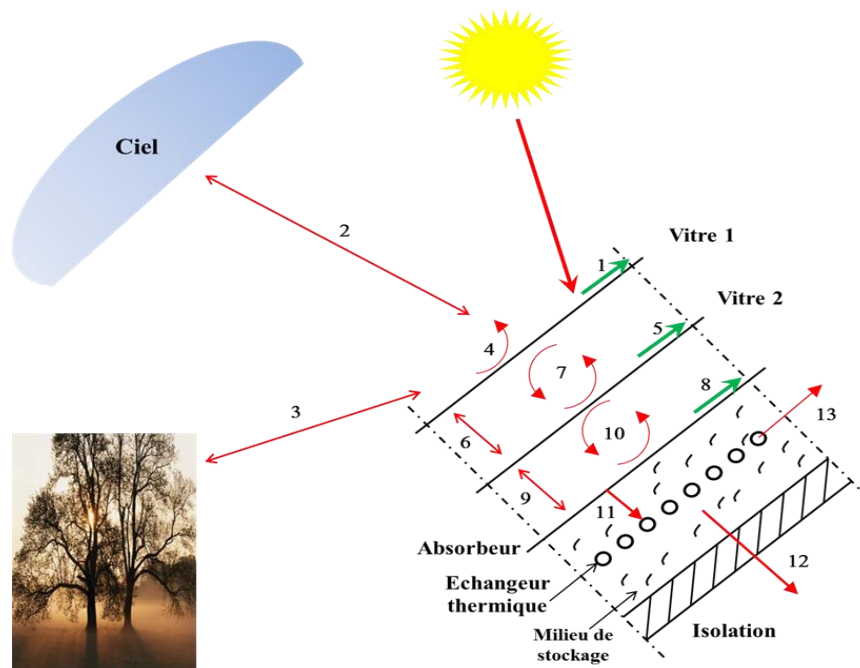


Figure 2.7 : Illustration du bilan thermique du CSTPSSI expérimental

Le bilan est composé des flux énergétiques suivants :

- flux absorbé par la vitre 1 → (N° 1 dans la figure 2.7)
- flux radiatif échangé entre la vitre 1 et la voûte céleste (ciel) → 2
- flux radiatif échangé entre la vitre 1 et le sol → 3
- flux convectif échangé entre la vitre 1 et l'ambiance extérieure → 4
- flux absorbé par la vitre 2 → 5
- flux radiatif échangé entre la vitre 2 et la vitre 1 → 6
- flux convectif échangé entre la vitre 2 et la vitre 1 → 7
- flux absorbé par l'absorbeur → 8
- flux radiatif échangé entre l'absorbeur et la vitre 2 → 9
- flux convectif échangé entre l'absorbeur et la vitre 2 → 10
- flux conductif échangé entre l'absorbeur et l'échangeur thermique → 11
- flux conductif traversant l'isolant à l'arrière du capteur → 12

- flux utile, soit la puissance évacuée par le fluide → 13

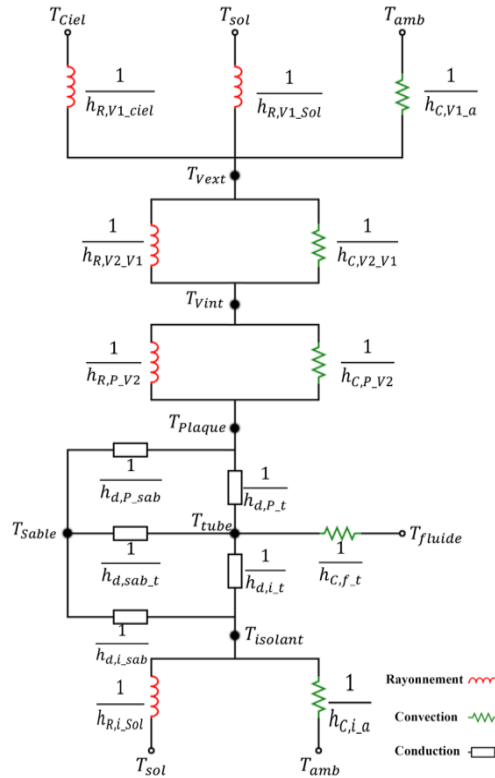


Figure 2.8 : Schéma électrique équivalent des échanges thermiques

2.6.1 Échange convectif entre la vitre 1 et l'ambiance extérieure :

$$\Phi_{v1-a}^{conv} = h_{c,v1,a} A_{v1} (T_{v1} - T_{amb}) \quad [58](2.1)$$

$h_{c,v1,a}$: coefficient de convection naturelle entre la vitre 1 et le ciel

A_{v1} : surface de la vitre 1

T_{v1} : température de la vitre 1

T_{amb} : température de l'ambiance extérieure

2.6.2 Échanges radiatifs entre la vitre 1, le sol et la voûte céleste :

L'expression du flux radiatif de la vitre 1 :

$$\Phi_{v1-ext}^{rad} = \epsilon_{v1} \sigma_0 A_{v1} F_{v1,c} (T_{v1}^4 - T_c^4) + \epsilon_{v1} \sigma_0 A_{v1} F_{v1,sol} (T_{v1}^4 - T_{amb}^4) \quad (2.2)$$

Avec :

$$h_{r,v1,c} = \epsilon_{v1} \sigma_0 A_{v1} F_{v1,c} (T_{v1} + T_c) (T_{v1}^2 + T_c^2) \quad (2.3)$$

$$h_{r,v1,a} = \epsilon_{v1} \sigma_0 A_{v1} F_{v1,sol} (T_{v1} + T_{amb}) (T_{v1}^2 + T_{amb}^2) \quad (2.4)$$

$F_{v1,c} = \frac{1 + \cos \beta}{2}$: facteur de forme entre la couverture et le ciel

$F_{v1,s} = \frac{1 - \cos \beta}{2}$: facteur de forme entre la couverture et le sol

$h_{r,v1,c}$: coefficient d'échange radiatif entre la vitre 1 et le ciel

$h_{r,v1,a}$: coefficient d'échange radiatif entre la vitre 1 et l'environnement extérieur

T_c : température du ciel

β : angle d'inclinaison du capteur

ϵ_{v1} : émissivité de la vitre 1

σ_0 : constante de Stéphane-Boltzmann, $\sigma_0 = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

2.6.3 Échange convectif entre la vitre 2 et la vitre 1:

On exprime le flux convectif échangé entre la vitre 2 et la vitre 1 par la relation suivante:

$$\Phi_{v2-v1}^{\text{conv}} = h_{c,v2-v1} A_{v2} (T_{v2} - T_{v1}) \quad (2.5)$$

Avec :

$$h_{c,v2-v1} = \text{Nu} \frac{\lambda_{\text{air}}}{e_{v2-v1}} \quad (2.6)$$

$$\text{Nu} = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{\text{Gr Pr} \cos \vartheta} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin (1,8 \vartheta))^{1,6}}{\text{Gr Pr} \cos \vartheta} \right] - \left[\left(\frac{\text{Gr Pr} \cos \vartheta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \text{ Si } 0 < \vartheta < \vartheta^* \quad [53](2.7)$$

$$\vartheta^* = \tan^{-1} (4800 \text{ Pr}) \quad (2.8)$$

$h_{c,v2-v1}$: coefficient d'échange convectif entre la vitre 2 et la vitre 1

Gr et Pr : nombres sans dimension de Grashof et Prandtl

A_{v2} : surface de la vitre 2 (dans notre cas $A_{v1} = A_{v2}$)

T_{v2} : température de la vitre 2

e_{v2-v1} : épaisseur entre la vitre 1 et la vitre 2

λ_{air} : conductivité thermique de l'air

2.6.4 Échange radiatif entre la vitre 2 et la vitre 1 :

$$\Phi_{v2-v1}^{\text{rad}} = h_{r,v2-v1} A_{v2} (T_{v2} - T_{v1}) \quad (2.9)$$

$$\Phi_{v2-v1}^{\text{rad}} = \sigma_0 A_{v2} \frac{(T_{v2}^4 - T_{v1}^4)}{\frac{1-\epsilon_{v2}}{\epsilon_{v2}} + \frac{1}{F_{v2,v1}} + \frac{1-\epsilon_{v1}}{\epsilon_{v1}}} \quad (2.10)$$

Avec :

$$h_{r,v2-v1} = \sigma_0 \frac{(T_{v2}^2 + T_{v1}^2)(T_{v2} + T_{v1})}{\frac{1}{\epsilon_{v2}} - 1 + \frac{1}{\epsilon_{v1}}} \quad (2.11)$$

$F_{v2,v1} = 1$: tout ce qui est émis par la face avant de la vitre 2 est reçu par la vitre 1

$h_{r,v2-v1}$: coefficient d'échange radiatif entre la vitre 2 et la vitre 1

ϵ_{v2} : émissivité de la vitre 2

2.6.5 Échange convectif entre la plaque absorbante et la vitre 2:

On exprime le flux convectif échangé entre la plaque absorbante et la vitre 2 par la relation suivante :

$$\Phi_{p-v2}^{\text{conv}} = h_{c,p-v2} A_p (T_p - T_{v2}) \quad (2.12)$$

Avec :

$$h_{c,p-v2} = \text{Nu} \frac{\lambda_{\text{air}}}{e_{p-v2}} \quad (2.13)$$

$$\text{Nu} = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{\text{Gr Pr} \cos \vartheta} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin (1,8 \vartheta))^{1,6}}{\text{Gr Pr} \cos \vartheta} \right] -$$

$$\left[\left(\frac{\text{Gr Pr} \cos \vartheta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \text{ si } 0 < \vartheta < \vartheta^* \quad [53] \quad (2.14)$$

$$\vartheta^* = \tan^{-1} (4800 \text{ Pr}) \quad (2.15)$$

$h_{c,p-v2}$: coefficient d'échange convectif entre la plaque absorbante et la vitre 2

A_p : surface de la plaque absorbante (dans notre cas $A_p = A_{v1} = A_{v2}$)

T_p : température de la plaque absorbante

e_{p-v2} : épaisseur entre la vitre 2 et la plaque absorbante

λ_{air} : conductivité thermique de l'air

2.6.6 Échange radiatif entre la plaque absorbante et la vitre 2 :

$$\Phi_{p-v2}^{\text{rad}} = h_{r,p-v2} A_p (T_p - T_{v2}) \quad (2.16)$$

$$\Phi_{p-v2}^{\text{rad}} = \sigma_0 A_p \frac{(T_p^4 - T_{v2}^4)}{\frac{1-\epsilon_p}{\epsilon_p} + \frac{1}{F_{p,v2}} + \frac{1-\epsilon_{v2}}{\epsilon_{v2}}} \quad (2.17)$$

Avec :

$$h_{r,p-v2} = \sigma_0 \frac{(T_{v2}^2 + T_p^2)(T_{v2} + T_p)}{\frac{1}{\epsilon_{v2}} + 1 + \frac{1}{\epsilon_p}} \quad (2.18)$$

$F_{p,v2} = 1$: car tout ce qui est émis par la face avant de la plaque absorbante est reçu par la vitre 2

$h_{r,p-v2}$: coefficient d'échange radiatif entre la plaque absorbante et la vitre 2

T_p : température de la plaque absorbante

ϵ_p : émissivité de la plaque absorbante

2.6.7 Échange conductif entre le sable et le tube :

$$\Phi_{p-t}^{\text{cond}} = h_{d,p-t} A_{st} (T_t - T_p) \quad (2.19)$$

Avec :

$$h_{d,p-t} = \frac{1}{\frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{e_{sab1}}{\lambda_{sab}} + \frac{1}{\lambda_t \pi D_t L_t}} \quad (2.20)$$

$h_{d,p-t}$: coefficient d'échange conductif entre la plaque absorbante et le tube

A_{st} : surface de contact entre le tube et le matériau de stockage

$D_{t,ext}$: diamètre extérieur du tube

L_t : longueur du tube

T_t : température du tube

e_p : épaisseur de la plaque absorbante

e_{sab1} : épaisseur de la première couche de sable ($e_{sab1}=0.05m$)

λ_p : conductivité thermique de la plaque absorbante

λ_{sab} : conductivité thermique du sable

λ_t : conductivité thermique du tube

2.6.8 Échange convectif entre le fluide caloporteur et le tube:

L'expression du coefficient d'échange par convection forcée dépend du régime d'écoulement. Le modèle prend en compte les trois régimes d'écoulement possibles :

- Le régime laminaire
- Le régime transitoire
- Le régime turbulent

Le coefficient d'échange par convection forcée, $h_{con,f-t}$, se calcule en fonction du nombre de Nusselt :

$$h_{c,f_t} = \frac{Nu \times \lambda_f}{D_t} \quad (2.21)$$

h_{c,f_t} : coefficient d'échange thermique par convection forcée entre le fluide et le tube

λ_f : conductivité thermique du fluide

D_t : diamètre intérieur de la conduite

En régime laminaire, le nombre de Nusselt est donné par l'expression de Hausen [59]:

Pour : $Re < 2100$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{Re \times Pr \times D_t}{L_t} \right) \left(\frac{\mu_a}{\mu_b} \right)^{0,14}}{1 + 0,04 \left(\frac{Re \times Pr \times D_t}{L_t} \right)^{2/3}} \quad (2.22)$$

Re et Pr : nombres sans dimension de Reynolds et Prandtl

L_t : longueur du tube

μ_a : viscosité dynamique de l'eau à la température considérée

μ_b : viscosité dynamique de l'eau au niveau de la paroi du tube à la température considérée

En régime turbulent, le modèle utilise l'expression de Colburn [60]:

Pour : $\frac{L_t}{D_t} > 60$; $0,7 \leq Pr \leq 100$; $Re > 10^4$

$$Nu = 0,023 \times Pr^{1/3} \times Re^{0,8} \left(\frac{\mu_a}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (2.23)$$

En régime transitoire, le modèle utilise l'expression de Sider-Tate [60] :

Pour : $2100 < Re < 10^4$

$$Nu=0.116(Re^{2/3}-125)Pr^{1/3}\left(1+\left(\frac{D_t}{L_t}\right)^{2/3}\right)\left(\frac{\mu_a}{\mu_b}\right)^{0.14} \quad (2.24)$$

2.6.9 Échange conductif entre le tube et le sable :

$$\Phi_{sab2-t}^{cond}=h_{d,sab2-t} A_{st} (T_{sab2}-T_t) \quad (2.25)$$

Avec:

$$h_{d,sab2-t}=\frac{1}{\frac{e_{sab2}}{\lambda_{sab}}+\frac{1}{\lambda_t\pi D_t L_t}} \quad (2.26)$$

- $h_{d,sab2-t}$: coefficient d'échange conductif entre le sable 2 et le tube
- T_{sab2} : température de la deuxième couche du sable
- e_{sab2} : épaisseur de la deuxième couche du sable ($e_{sab2}=0.1m$)

2.6.10 Échange conductif entre le matériau de stockage et l'isolation :

$$\Phi_{i-sab2}^{cond}=h_{d,i_sab2} A_{sab2} (T_i-T_{sab2}) \quad (2.27)$$

Avec:

$$h_{d,i_sab2}=\frac{1}{\frac{e_{sab2}}{\lambda_{sab}}+\frac{e_{i1}}{\lambda_{i1}}+\frac{e_{i2}}{\lambda_{i2}}} \quad (2.28)$$

- h_{d,i_sab2} : coefficient d'échange conductif entre l'isolation et le sable 2
- A_{sab2} : surface de la couche inferieure du matériau de stockage (dans notre cas $A_{sab2}= A_p= A_{v1}= A_{v2}$)
- e_{i1} : épaisseur du premier isolant (polystyrène)
- e_{i2} : épaisseur du deuxième isolant (laine de verre)
- λ_{i1} : conductivité thermique du premier isolant (polystyrène)
- λ_{i2} : conductivité thermique du deuxième isolant (laine de verre)

2.6.11 Échange convectif entre l'isolation et l'environnement arrière du capteur :

Le coefficient d'échange convectif est calculé, en fonction de la vitesse du vent (V_v), par la relation de Mc Adams [58] :

$$h_{c,i_a} = 5,7 + 3,8V_v \quad (2.29)$$

Le flux convectif est déduit de (4.31) :

$$\Phi_{i-a}^{conv} = h_{c,i-a} \times A_i \times (T_i - T_a) \quad (2.30)$$

h_{c,i_a} : coefficient d'échange thermique par convection entre le fond (isolation) et l'environnement extérieur

2.7 Résolution du système d'équations :

Selon le schéma électrique montré dans la figure 2.8, en applique la loi d'OHM au nœud de la maille, nous allons avoir les équations suivantes :

2.7.1 Équilibre énergétique de la vitre 1 :

$$C_{v1} \frac{dT_{v1}}{dt} = A_{v1} (h_{c,v1_a} + h_{r,v1_sol}) (T_{amb} - T_{v1}) + A_{v1} (h_{c,v2_v1} + h_{r,v2_v1}) (T_{v2} - T_{v1}) + A_{v1} (h_{r,v1_c}) (T_c - T_{v1}) \quad (2.31)$$

Avec :

$$C_{v1} = m_{v1} \cdot Cp_{v1} \quad (2.32)$$

Cp_{v1} : chaleur massique de la vitre 1

m_{v1} : masse de la vitre 1

2.7.2 Équilibre énergétique de la vitre 2 :

$$C_{v2} \frac{dT_{v2}}{dt} = A_{v2} (h_{c,v2_v1} + h_{r,v2_v1}) (T_{v1} - T_{v2}) + A_{v2} (h_{c,p_v2} + h_{r,p_v2}) (T_p - T_{v2}) + A_{v2} P_{v2} \quad (2.33)$$

Avec :

$$C_{v2} = m_{v2} \cdot Cp_{v2} \quad (2.34)$$

Cp_{v2} : chaleur massique de la vitre 2

m_{v2} : masse de la vitre 2

2.7.3 Équilibre énergétique de la plaque absorbante :

$$C_p \frac{dT_p}{dt} = A_p (h_{c,p_v2} + h_{r,p_v2}) (T_{v2} - T_p) + A_p h_{d,sable1} (T_1 - T_p) \quad (2.35)$$

Avec :

$$C_p = m_p \cdot Cp_p \quad (2.36)$$

Cp_p : chaleur massique de la plaque absorbante

m_p : masse de la plaque absorbante

2.7.4 Équilibre énergétique du tube :

$$C_t \frac{dT_t}{dt} = A_p h_{d,p_t} (T_p - T_t) + A_{sab2} h_{d,sab2_t} (T_{sab2} - T_t) + A_{st} h_{c,f_t} (T_f - T_t) \quad (2.37)$$

Avec :

$$C_t = m_t \cdot Cp_t \quad (2.38)$$

Cp_t : chaleur massique du tube

m_t : masse du tube

2.7.5 Équilibre énergétique du fluide :

$$C_f \frac{dT_f}{dt} = A_t h_{c,f_t} (T_t - T_f) \quad (2.39)$$

Avec :

$$C_f = \dot{m}_f \cdot Cp_f \quad (2.40)$$

A_t : surface du tube

Cp_t : chaleur massique du fluide (l'eau)

$D_{t,int}$: diamètre intérieur du tube

\dot{m}_f : débit massique du fluide

2.7.6 Équilibre énergétique de la couche inferieure du matériau de stockage:

$$C_{sab2} \frac{dT_{sab2}}{dt} = A_{st} h_{d,sab2_t} (T_t - T_{sab2}) + A_{sab2} h_{d,i_sab2} (T_i - T_{sab2}) \quad (2.41)$$

Avec:

$$C_{sab2} = m_{sab2} \cdot Cp_{sab2} \quad (2.42)$$

Cp_{sab} : chaleur massique du matériau de stockage

m_{sab2} : masse de la couche inférieure du matériau de stockage

2.7.7 Équilibre énergétique de l'isolation:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = A_i h_{d,i_sab2} (T_{sab2} - T_i) + A_i h_{c,i_a} (T_a - T_i) \quad (2.43)$$

Avec:

$$C_i = m_{i1} \cdot Cp_{i1} + m_{i2} \cdot Cp_{i2} \quad (2.44)$$

Cp_{i1} : chaleur massique du polystyrène

Cp_{i2} : chaleur massique de la laine de verre

m_{i1} : masse du polystyrène

m_{i2} : masse de la laine de verre

2.8 Conclusion :

Un certain nombre de contraintes sont apparues lors de la réalisation du CSTPSSI dont le problème majeur est la non disponibilité des matériaux homologués pour ce genre d'étude. Cela nous a menés à utiliser des matériaux qui sont disponibles sur le marché local. Finalement le CSTPSSI réalisé est un capteur solaire thermique plan à eau avec un échangeur thermique immergé duquel les caractéristiques suivantes :

- Une isolation vers l'avant en double vitrage ;
- Un revêtement non sélectif de la plaque absorbante ;
- Le sable comme matériau de stockage.

Le bilan énergétique établi pour chaque nœud, permettra de décliner un modèle mathématique décrivant le comportement dynamique du CSTPSSI. Si on veut évaluer théoriquement les puissances énergétiques (puissance absorbée, stockée, utile et perdue), les équations (2.31), (2.33), (2.35), (2.37), (2.39), (2.41) et (2.43) doit être discrétisées puis résolues par une méthode itérative (exemple : Gauss Seidel ou Jacobi) afin d'obtenir les coefficients d'échange thermique pour chaque pas de temps à partir des températures initiales supposées.

CHAPITRE III

3.1 Introduction :

Le but de ce chapitre est de modéliser numériquement les transferts thermiques et l'écoulement du fluide caloporteur au sein du dispositif étudié expérimentalement (CSTPSSI). La modélisation et la procédure de résolution se font à l'aide d'un code CFD (ANSYS-CFX Workbench V19.R3). Les outils à disposition pour la simulation sont:

- Design Modeler pour la géométrie.
- Meshing pour le maillage.
- CFX pour la résolution.
- CFD Post pour le post traitement.

Ensuite, on présente les différentes étapes de simulation CFD des transferts thermiques associés à l'écoulement du fluide caloporteur dans le système étudié (configuration, hypothèses et modélisation des échanges thermiques, maillage et optimisation...).

L'approche de modélisation appropriée pour le dispositif étudié est l'emploi des équations de conservation permettant le contrôle des phénomènes de transfert de chaleur couplé à l'écoulement du fluide caloporteur en régime laminaire.

3.2 Généralités sur la CFD :

Une description d'une approche de modélisation numérique basée sur le bilan thermique des échanges thermiques a déjà été présentée dans le chapitre 2. Par conséquent, dans cette partie, nous nous concentrerons davantage sur les particularités liées au logiciel, et nous nous intéressons aux hypothèses utilisées retenues pour la simulation.

3.2.1 Maillage:

Le solveur CFX (Computational Fluid dynamiX) est un logiciel basé sur la méthode des volumes finis capable de modéliser les écoulements des fluides et le transfert de chaleur pour les domaines comportant des géométries complexes. Il

s'agit d'intégrer les équations gouvernantes dans le volume de contrôle défini par la discrétisation spatiale du domaine (maillage) pour que les quantités voulues (masse, moment, énergie) seront conservées au sein de chaque volume de contrôle, c'est pourquoi la solution dépend de la qualité et de la taille du maillage[59]. Une illustration bidimensionnelle simplifiée des éléments et des nœuds utilisés par le solver est représentée dans la figure 3.1. Toutes les variables des équations résolues dans le modèle utilisé et les propriétés du fluide sont stockées aux nœuds. Cette méthode de résolution implique pour les problèmes bidimensionnels l'utilisation d'une maille dans la troisième dimension pour garder la même formulation (volume de contrôle).

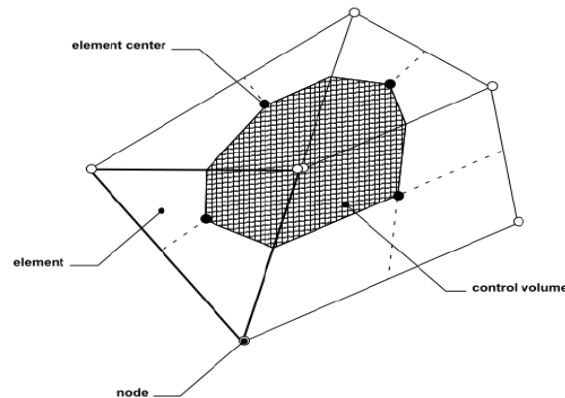


Figure 3.1 : Volume de contrôle [59]

3.2.2 Méthodes de maillages :

Il est primordial de commencer l'opération du maillage par une configuration par défaut afin d'obtenir une première solution qui converge facilement puis appliquer des méthodes d'amélioration afin d'affiner les résultats. Le mailleur ICEM CFD dispose d'une similitude de méthode de maillages, les méthodes qu'on a utilisées sont : automatiques, dimensionnement et inflation, ces dernières sont appliquées en parallèle et en série durant les tests. L'utilisation correcte d'une méthode de maillage nécessite la prise en compte de plusieurs variables.

3.2.3 Sensibilité au maillage :

La précision des résultats d'une étude dépend de la modification de certaines variables en fonction du nombre d'éléments, ces derniers sont affectés par la qualité du maillage, prenant en considération le temps de calcul engendré par cette qualité. Pour cette raison l'étude de sensibilité du maillage s'avère indispensable, en commençant par l'ajustement des paramètres globaux du maillage qui comprend : dimensions, lissage, raffinement et paramètres d'entrée...etc. Une fois la phase d'ajustement achevée, l'application de la méthode de maillage choisie peut être utilisée.

3.2.4 Pas de temps:

L'autre facteur influant sur la précision des résultats est le pas de temps utilisé dans la simulation transitoire, son analyse se fait en même temps que l'étude de sensibilité au maillage. Pour cela, un compromis doit être trouvé entre le pas de temps (grand, petit) et la durée de calcul afin d'éviter les erreurs. Le calcul du pas de temps est suggéré par guide d'utilisation de CFX [59] avec la fraction maillage-vitesse où le pas de temps peut être choisi par l'expression 3.3 :

$$\Delta t = \frac{L}{U} \quad (3.3)$$

Avec :

L : longueur du domaine fluide m.

U : vitesse moyenne m/s.

3.3 Modélisation numérique :

Un modèle mathématique pour notre CSTPSSI soumis à des conditions réelles est proposé, ce modèle ne concerne que les échanges thermiques au sein du réservoir de stockage.

3.3.1 Modèle physique :

Le dispositif expérimental est un capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré, constitué d'une couverture transparente à double vitrage et un ÉcTh en serpentin immergé dans le réservoir de stockage (remplis par de sable fin de dune) sous la plaque absorbante, tous ces éléments sont chemisés par une double isolation latérale et vers le bas. Le modèle physique étudié est représenté par la figure (3.2), constitué essentiellement d'un ÉcTh en serpentin assurant le transfert de chaleur vers le fluide caloporteur (eau), ce dernier immergé dans une cavité parallélépipédique rectangle qui représente le matériau de stockage (sable fin). Les dimensions et les propriétés thermophysiques du CSTPSSI étudié sont présentées respectivement dans les tableaux 3.1 et 3.2.

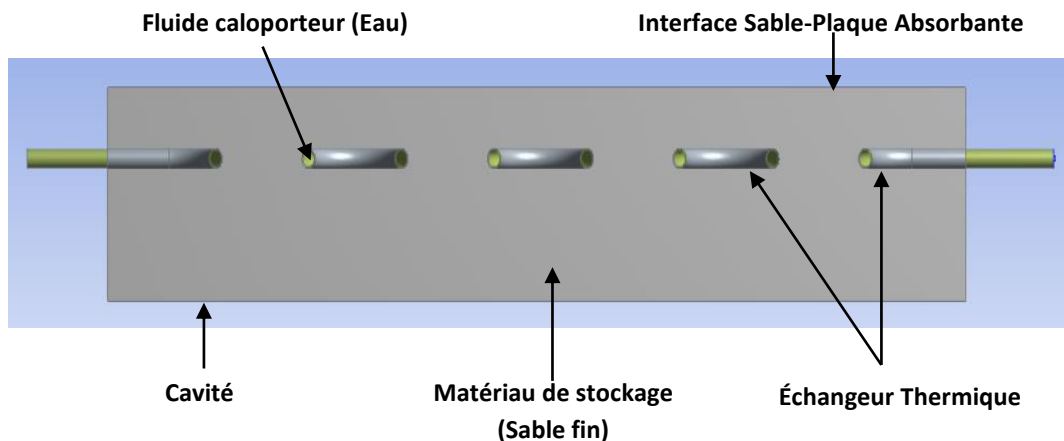


Figure 3.2: Modèle physique, coupe transversale du CSTPSSI

Cette étude vise à modéliser un système de stockage sensible utilisant le sable fin comme milieu de stockage. Ainsi, la configuration du réservoir de stockage permet d'assimiler le sable à un à un milieu solide [62]. Un système représentatif du dispositif expérimental doit être défini avant d'entamer l'étape de modélisation.

Tableau 3.1 : Paramètres dimensionnels du CSTPSSI

Paramètres	Symbol	Dimension (m)
Longueur du parallélépipède	L_{vs}	0.906
Largeur du parallélépipède	L_{vs}	0.906
Hauteur du parallélépipède	H_{vs}	0.15
Espace tube-face supérieure du parallélépipède	P_t	0.05
Diamètre extérieur du tube	D_{ext}	0.014
Diamètre intérieur du tube	D_{int}	0.0124
Epaisseur du tube	e_t	0.0008
Espace entre deux tubes	W_t	0.098
Longueur du tube	L_t	6.27

Tableau 3.2 : Propriétés thermophysiques [61]

Matériaux	Masse molaire (Kg/ kmol)	Masse volumique (Kg/m ³)	Viscosité Dynamique (kg/m.s)	Chaleur spécifique (J/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)
Sable fin	60.08	1515	/	800	0.27
Cuivre	63.55	8933	/	3800	401.6
Eau	18.02	997	8.89×10^{-4}	4181.7	0.6069

3.3.2 Hypothèses simplificatrices :

Dans le but d'étudier le comportement thermique du CSTPSSI, un modèle est développé en se basant sur les hypothèses simplificatrices suivantes:

- Le transfert de chaleur est unidirectionnel.
- La distribution de la température sur la plaque absorbante est supposée uniforme.
- Les propriétés thermophysiques de l'eau et des composants du CSTPSSI sont considérées constantes.
- Le sable fin est considéré comme solide isotrope.
- La température initiale du sable est uniforme.
- L'isolation thermique des parois latérales et du fond est parfaite (adiabatique).

3.3.3 Conditions aux limites et initiales :

Aux frontières du domaine du calcul on, impose des conditions aux limites, ces dernières sont de trois types : la condition de Neumann décrite sous la forme ($\nabla \cdot \vec{\varphi} = \text{constante}$) ; la condition de Dirichlet où on considère que ($\varphi = \text{constante}$) et la

condition de Robin qui combine la condition de Neumann et la condition de Dirichlet.

Suite à des contraintes de mesure et afin d’obtenir des résultats plus réalistes, les données climatiques des journées d’essais sont relevées dans deux sites, le second est le site expérimental où on a mesuré la température ambiante et l’autre site est la station météorologique où le paramètre à mesurer est la vitesse du vent.

Les variations de la température ambiante et de la vitesse du vent sont illustrées dans la figure 3.3 et la figure 3.4 où la vitesse du vent évolue durant les deux journées avec une amplitude assez marquée durant la journée hivernale. On remarque que la vitesse du vent augmente et diminue avec le lever et le coucher du soleil, cette dernière est influencée par d’autres facteurs tel que : la météo, le terrain et les obstacles.

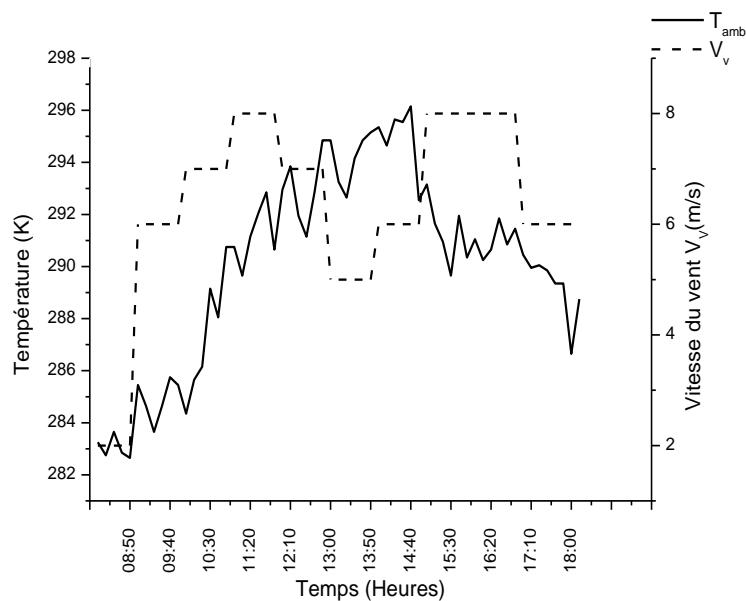


Figure 3.3 : Évolution de la température ambiante et la vitesse du vent en fonction du temps (29 Janvier)

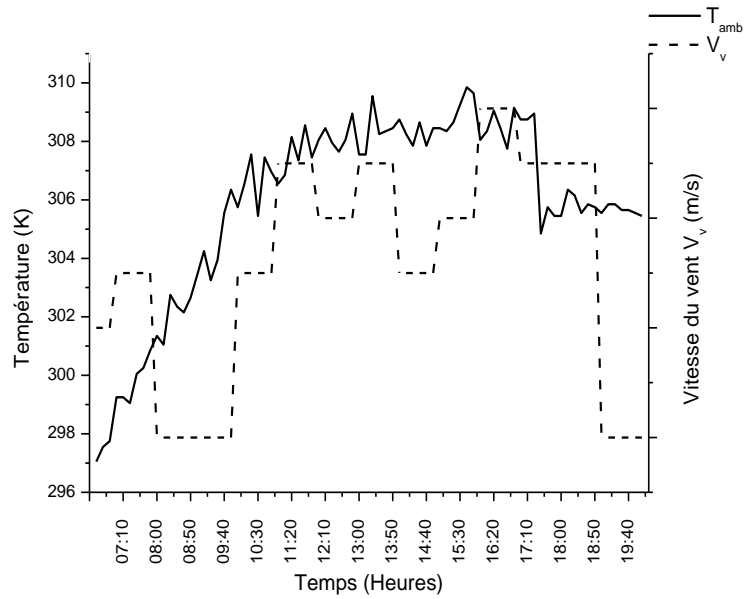


Figure 3.4 : Évolution de la température ambiante et la vitesse du vent en fonction du temps (23 Juin)

3.3.3.1 Conditions aux limites :

La résolution numérique du modèle mathématique adopté dépend des conditions aux limites appliquées aux frontières du domaine. Les différentes conditions appliquées dans notre étude sont illustrées dans la figure 3.5, une condition de non glissement est appliquée sur toutes les parois. Les conditions aux limites sont comme suite :

- La vitesse de l'eau à l'entrée : $u = 0,014$ m/s
- La température de l'eau à l'entrée : $T_e = T_e(t)$
- La température de l'absorbeur : $T_{abs} = T_{abs}(t)$
- Les parois latérales et celle du fond sont adiabatiques : $\phi = 0$
- Les pertes de charge sont négligeables.

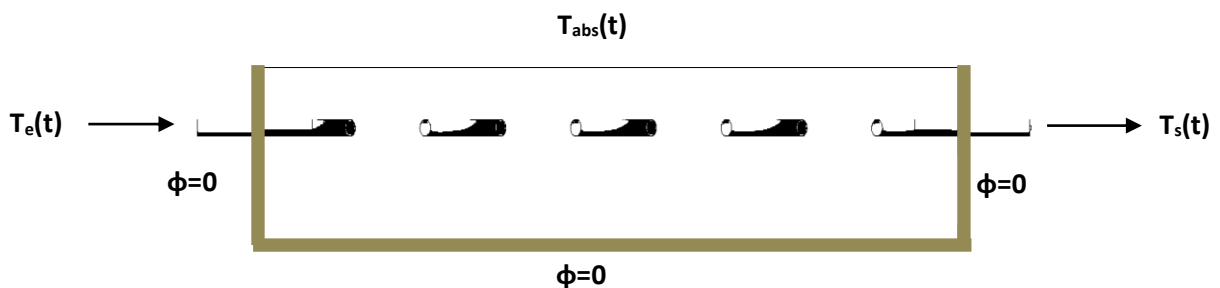


Figure 3.5 : Conditions aux limites

3.3.3.2 Conditions initiales :

Une sélection appropriée des conditions initiales peut aboutir à une solution stable et une convergence accélérée. Les conditions initiales utilisées dans la simulation numérique sont tirées de l'expérimentation, ces paramètres sont appliqués de la même façon aux deux essais réalisés, et ils sont comme suit (voir Table. 3.3):

Tableau 3.3 : Conditions initiales

Paramètres	29 Janvier	23 Janvier
Température d'entrée d'eau $T_e(t=0s)$	283,55 K	297,75 K
Température ambiante $T_{amb}(t=0s)$	283,25 K	297,05 K
Température de la paroi supérieure du réservoir de stockage $T_{Abs}(t=0s)$	292,65 K	302,75 K
Débit massique d'eau $\dot{m}_e = \dot{m}_s (t=0s)$	0.0061 Kg.s ⁻¹	0.0061 Kg.s ⁻¹

3.4 Présentation du code de calcul CFX :

CFX est un logiciel de simulation numérique d'écoulement en mécanique des fluides compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence et le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, Il permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création de géométries, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul.

La modélisation numérique débute par la création de la géométrie sous le logiciel Design Modeler suivie par la génération du maillage dans ANSYS ICEM CFD et mise en place des conditions aux limites, en suite la configuration du problème sous le logiciel CFX-Pre, puis le calcul avec CFX SOLVER pour les différents cas retenus et finalement l'analyse des résultats obtenus dans CFD-POST (voir Fig. 3.6).

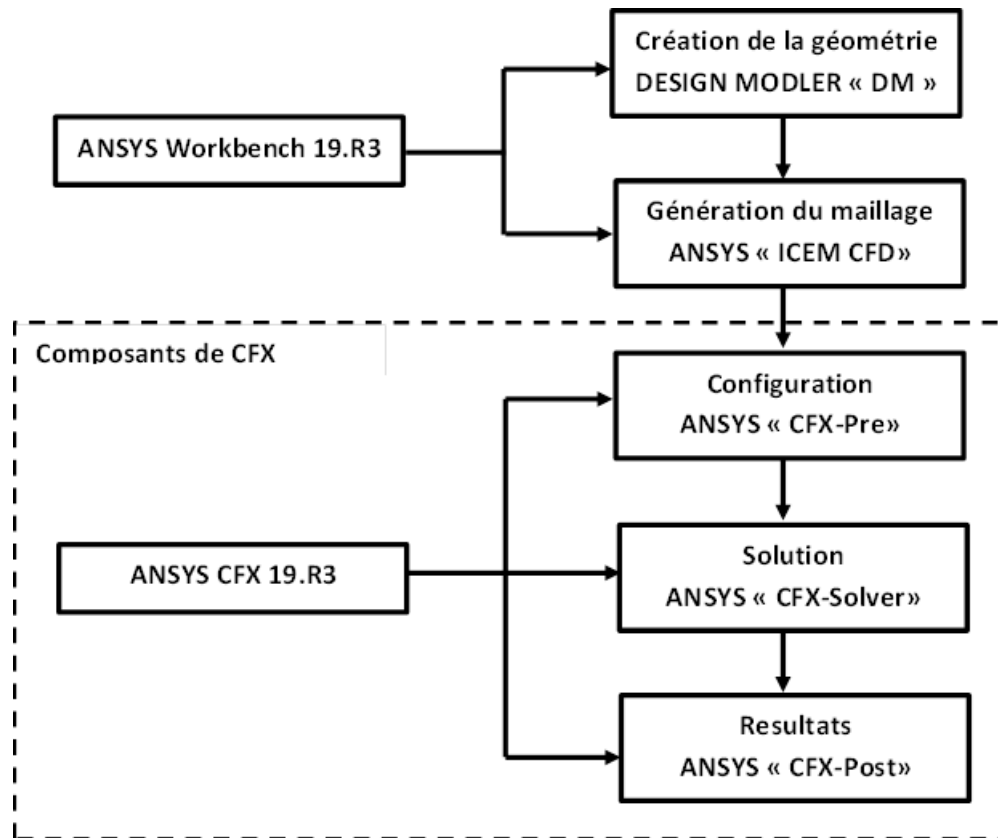


Figure 3.6: Structure générale d'ANSYS CFX [61]

3.4.1 Ansys Design Modeler « DM » :

ANSYS Design Modeler est un modélisateur paramétrique basé sur des caractéristiques précises, conçu de manière à pouvoir commencer intuitivement et rapidement à dessiner et à modéliser des pièces en 3D. L'utilisateur est tenu de choisir un système de coordonnées afin de caractériser la géométrie. Il permet d'établir la géométrie du système étudié, cette géométrie peut être construite à partir de points servant à créer des lignes et ensuite des différentes surfaces et des volumes.

3.4.2 Ansys ICEM CFD :

Répondant aux exigences en matière d'intégration d'outils génération de maillage pour l'analyse sophistiquée d'aujourd'hui, Ansys ICEM fournit des outils avancés de génération et d'optimisation de maillage. ANSYS ICEM est utilisé particulièrement dans des applications d'ingénierie telle que la CFD. Les outils de

génération de maillage d'Ansys ICEM offrent la possibilité de créer de manière paramétrique des maillages à partir de la géométrie dans de nombreux formats: - Multibloc structuré-hexaédrique non structuré-tétraédrique non structuré...etc.

ANSYS ICEM fournit un lien direct entre la géométrie et l'analyse ainsi que la géométrie qui peut être saisie à partir de n'importe quel format, qu'il s'agisse d'un package de conception CAO commercial, d'une base de données universelle tierce, de données de numérisation ou de données ponctuelles. Ansys ICEM offre la flexibilité de combiner des informations géométriques dans différents formats pour la génération de maillage.

Les maillages structurés ou non structurés, la topologie, la connectivité inter-domaines et les conditions aux limites qui en résultent sont ensuite stockés dans une base de données où ils peuvent facilement être traduits en fichiers d'entrée formatés pour un solveur particulier.

3.5 Conception et maillage du CSTPSSI sous Ansys :

3.5.1 Création de la géométrie :

La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur Design Modeler, il permet de créer la géométrie du système et spécifier le type de matériau (fluide ou solide).

Le CSTPSSI est composé de deux solides et un fluide, c. -à-d. un ÉcTh en serpentin en cuivre (voir Fig. 3.7) de 0.014m de diamètre extérieur D_{ext} et de 0.012m de diamètre intérieur D_{int} et 6.27m de longueur L_t , puis, une cavité parallélépipédique contenant le matériau de stockage thermique avec une longueur L_{vs} de 0.906m et une largeur l_{vs} de 0.906 m et une épaisseur e_{vs} de 0.15m. Le fluide caloporteur (eau)

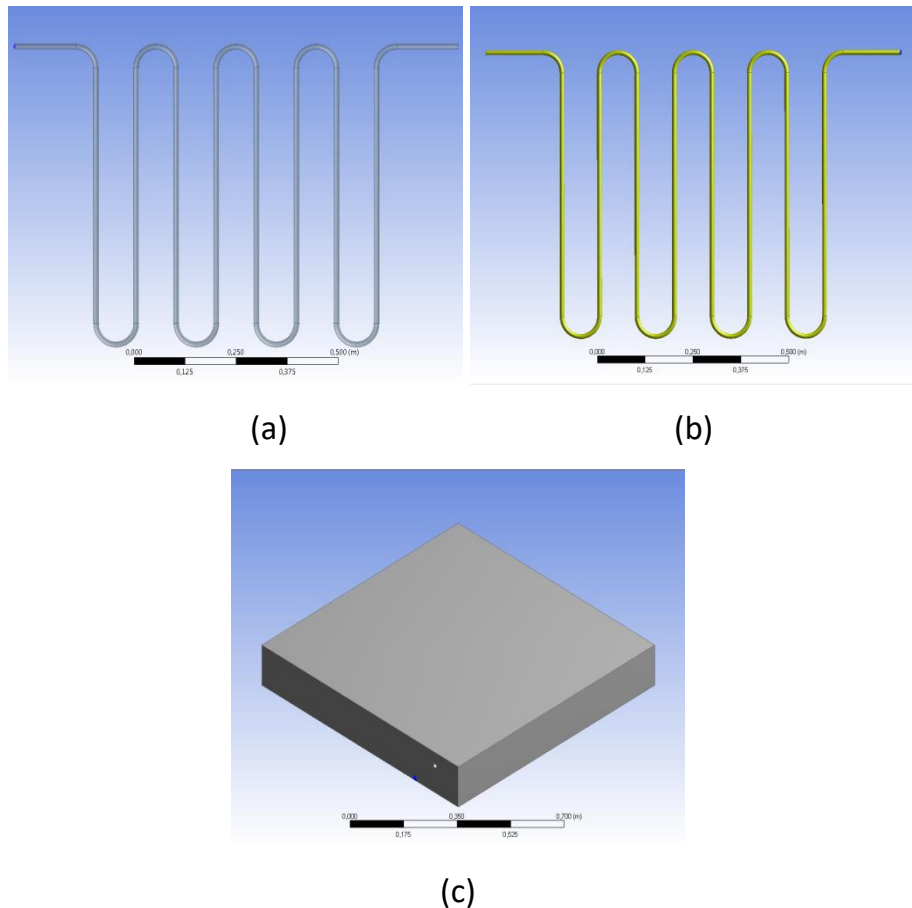


Figure 3. 7: Création de la géométrie sous DM des éléments du CSTPSSI : (a) ÉcTh, (b) fluide caloporteur – eau et (c) Volume de stockage

Dans cette étape de simulation (création de la géométrie), la nomination des différents éléments de la géométrie est primordiale, car cette opération permet d'attribuer tous les paramètres liés aux conditions aux limites dans l'étape de configuration, par exemple ; indiquer les surfaces d'entrée et de sortie du fluide caloporteur dans l'ÉcTh est les nommés respectivement "entrée–sortie", nommer les surfaces latérales du volume de stockage et celle du fond par "paroi", ensuite, nommer la surface supérieure du volume de stockage par "plaque".

3.5.2 Génération du maillage :

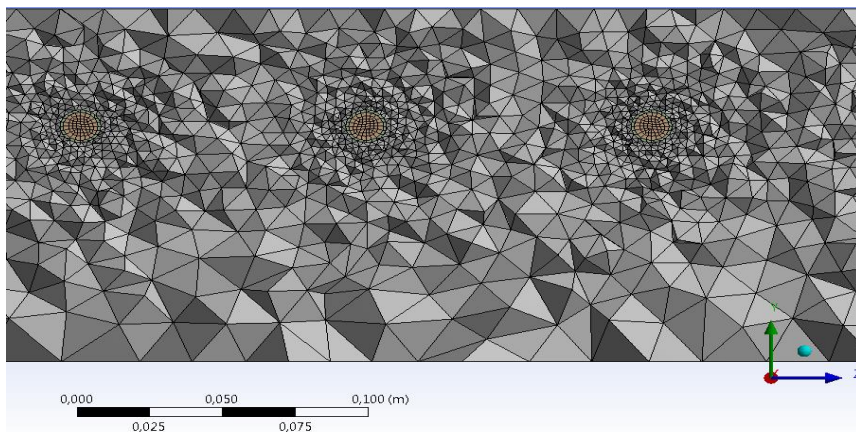
Vu à la complexité de la géométrie, le maillage couvrant tous les éléments du corps est hybride, il est composé des éléments de nature différente ; prisme, hexaèdres et tétraèdres. La figure (3.8) illustre le maillage réalisé par ICEM CFD du volume de stockage, d'ÉcTh ainsi que du fluide caloporteur, ce maillage est généré

automatiquement sans avoir recours à aucune amélioration, nommé : maillage par défaut.

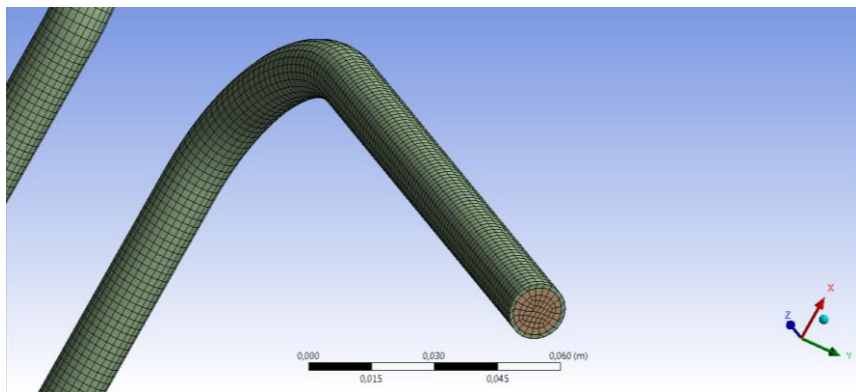
Un rapport détaillé reflétant le déroulement du maillage est attribué systématiquement à la fin de chaque opération. Parmi ces détails, le nombre d'élément et le type de maillage sont listés au tableau (3.4).

Tableau 3.4: Statistiques détaillées du maillage

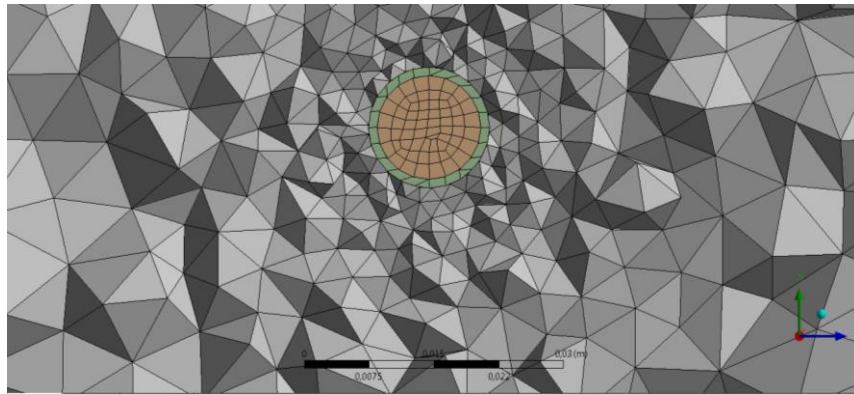
	Éléments	Géométrie des éléments	Type de maillage
Volume de stockage	290677	Tétraèdre	Non Structuré
Echangeur thermique	5424	Hexaèdre	structuré
Fluide caloporteur	9770	Hexaèdre	Hybride
Capteur complet	305871	Tétra/Hexaèdre	Hybride



(a)



(b)



(c)

Figure 3.8 : Schéma du maillage ; (a) volume de stockage (b) ÉcTh et fluide caloporteur (c) capteur complet

L'étape suivante consiste à définir les frontières (type de conditions aux limites) afin de faciliter l'affectation des données nécessaires dans l'étape suivante (CFX-Pre), puis définir les interfaces ou les surfaces de contact entre les matériaux (par exemple : interface tube-matériau de stockage et tube-fluide caloporteur). Une fois que ces opérations sont achevées, le maillage est généré et sauvegardé.

3.6 Procédure de résolution numérique par « CFX » :

Une fois que la géométrie est créée et les frontières sont définies, on exporte le maillage pour pouvoir effectuer une résolution numérique et discrétiser des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie intégrales (voir Fig. 3.9). Le module CFX-Pre permet de ; choisir le mode ou le type de résolution ; définir les matériaux utilisés à partir de la bibliothèque interne ou bien par l'introduction d'un nouveau matériau ; configuration du domaine (solide et fluide) ; les conditions aux limites ; les termes sources; les paramètres de la solution parmi lesquels : le schéma de discrétisation, le résidu cible, le critère et le contrôle de convergence, enfin le contrôle de sauvegarde (voir Annexe. B).

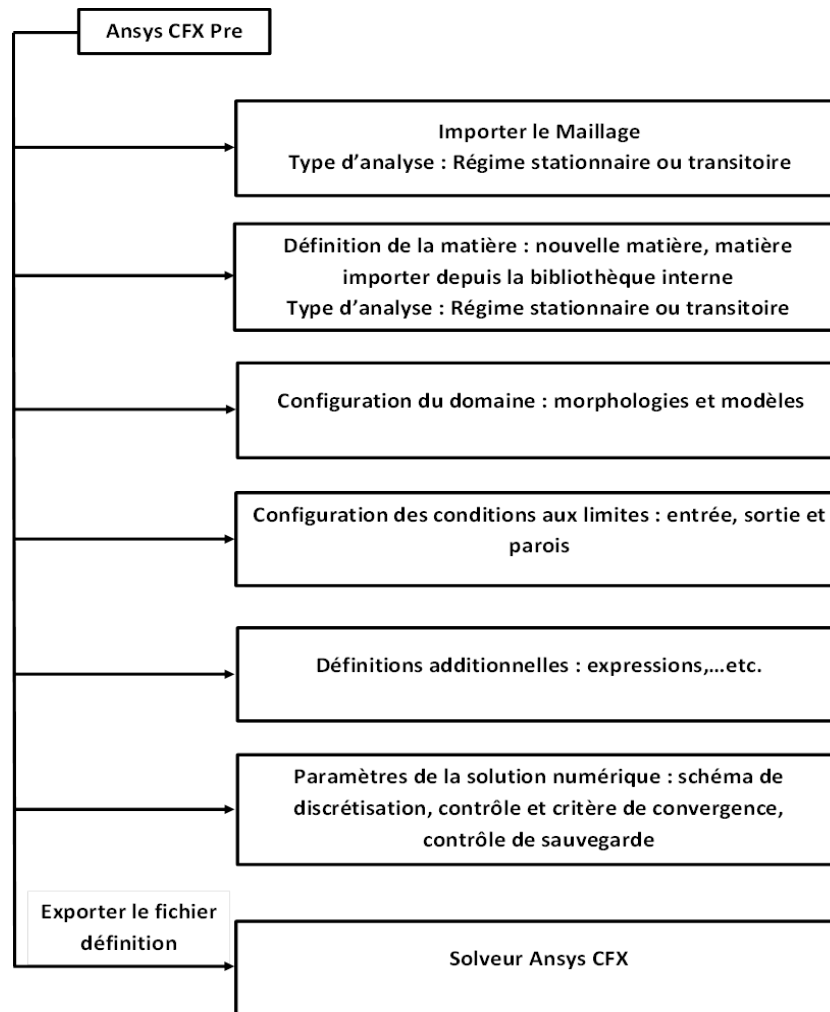


Figure 3.9 : Organigramme de la deuxième partie du pre-processing: définition de la modélisation physique et des paramètres numériques [62]

3.7 Etude de sensibilité au maillage :

Il faut d'abord déterminer les paramètres globaux du maillage, puis les appliquer par différentes méthodes disponibles qui seront testées. Cela permettra de choisir les paramètres de l'inflation imposée à la paroi interne du tube ainsi que la taille maximale de la maille. La précision de la solution est affectée par la meilleure qualité du maillage, cette dernière devient négligeable devant le temps de calcul énorme. Pour mener une étude dite de sensibilité, il faut démarrer d'un cas connu qui permettra de valider les paramètres du maillage.

A partir des conditions aux limites et initiales (citées précédemment) et en incluant le modèle laminaire et le pas de temps de calcul constant $\Delta t=300s$, on a pu définir quatre types de maillage dans la géométrie globale (volume de stockage, ÉcTh

et fluide caloporteur), du grossier au plus raffiné en se basant sur les méthodes de maillages suivantes : par défaut, automatique, inflation et dimensionnement de la taille du corps. Le tableau 3.5 illustre les cas de maillage obtenus avec leurs détails pour chaque élément du CSTPSSI.

Tableau 3.5 : Détails des différents types de maillages

Opération de Maillage	Corps	Forme d'Éléments	Type de Maillage	Nombre d'Éléments Globale	Méthode de Maillage	Temps de Calcul h : mn : s	Nomination du Maillage
1	Volume de stockage	Tétraèdre (+++)	Non structuré	305871	Méthode par défaut : <ul style="list-style-type: none"> Taille minimale de courbure 8mm Taille maximale des éléments dans tous les corps 40mm 	00 :47 :33	M0.3
	Echangeur thermique	Hexaèdre (+)	Structuré				
	Fluide caloporteur	Hexaèdre(++)	Hybride				
2	Volume de stockage	Tétraèdre (+++)	Non structuré	612073	Méthode par défaut : <ul style="list-style-type: none"> Taille minimale de courbure 5.3mm. Taille maximale des éléments dans tous les corps 40mm. 	00 :52 :39	M0.6
	Echangeur thermique	Hexaèdre>Prisme (++)	Structuré				
	Fluide caloporteur	Hexaèdre(+)	Hybride				
3	Volume de stockage	Tétraèdre (++)	Non structuré	918062	Méthode utilisée : <ul style="list-style-type: none"> Inflation : 10 couches d'une épaisseur maximale 1mm Dimensionnement de la taille des éléments : 3mm 	1 :32 :44	M0.9
	Echangeur thermique	Hexaèdre>Prisme (+)	Non structuré				
	Fluide caloporteur	Hexaèdre>Prisme>Tétraèdre (+++)	Hybride				
4	Volume de stockage	Tétraèdre (++)	Non structuré	1115612	Méthode utilisée : <ul style="list-style-type: none"> Inflation : 10 couches d'une épaisseur maximale 1mm Dimensionnement de la taille des éléments : 2.5mm 	5 :15 :06	M1.1
	Echangeur thermique	Hexaèdre>Prisme (+)	Non structuré				
	Fluide caloporteur	Hexaèdre>Prisme>Tétraèdre (+++)	Hybride				

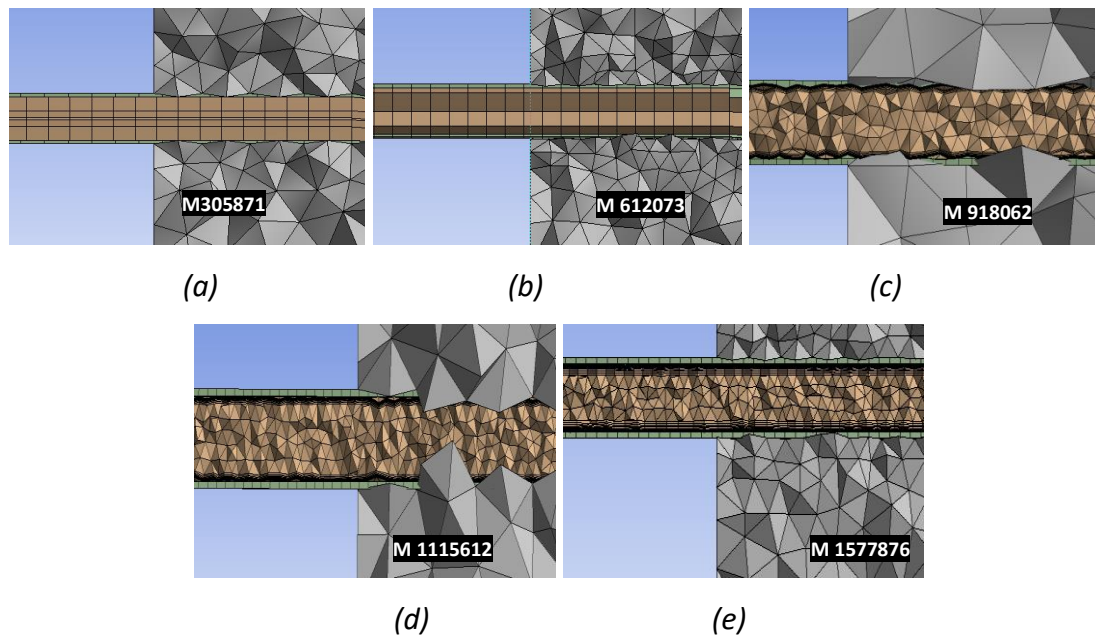


Figure 3.10: Les différents maillages réalisés (volume de stockage, $EcTh$ et fluide caloporteur)

Il est à noter que pour tous ces maillages (illustrés dans la figure 3.10) leurs formes sont respectées sauf pour le maillage (a) et (b) où la forme carrée apparaît pour le fluide caloporteur apparaît, cela est dû à la méthode de maillage utilisée (par défaut et automatique) et on voit aussi que très peu d'éléments sont présents dans le fluide caloporteur reflétant la non utilisation du maillage très fin (inflation) près des parois du tube, ceci engendre une faible description du phénomène dans la zone (fluide caloporteur). Une autre observation distinctive peut être faite sur le maillage M1576916 (voir Fig. 3.10 (e)): l'épaisseur maximale des couches est de 2 mm au lieu de 1 mm pour les autres cas avec inflation (voir Fig. 3.10 (c) et (d)). Des problèmes de calculs apparaissent au-delà d'une épaisseur maximale de 2mm près des parois dus à l'application de la méthode d'inflation dans les parois vis-à-vis.

Une illustration du profil de température de sortie (T_s) est présentée dans la figure 3.11 pour les différents maillages listés dans le tableau 3.5. On observe que la tendance de la courbe expérimentale et les courbes de simulations sont bien suivies pour tous les types de maillages. Globalement, les courbes sont divisées en deux groupes ; le premier groupe représenté par les maillages M0.3 (par défaut) et M0.6 dont elles superposent parfaitement au début et en fin de journée avec un écart

$\Delta T_{\text{moy}}(T_{\text{exp}}, T_{M305871})=1.03\text{K}$ et $\Delta T_{\text{moy}}(T_{\text{exp}}, T_{M612073})=1.44\text{K}$ presque uniforme de 11^h30 jusqu'à 14^h30. Cependant le maillage élaboré automatiquement M0.3 illustré dans la figure 3.12 nécessite plus de raffinement au niveau du fluide caloporteur et précisément dans la couche pré-paroi. Ainsi, que l'écart observé en milieu de journée fait contradiction à l'hypothèse imposée et qui s'agit du non variation des propriétés thermophysiques des composants du CSTPSSI. Toujours dans le premier groupe de maillage et concernant le deuxième type M0.6, elle est aussi écartée suite à l'écart élevé en milieu de journée comparée à M0.3.

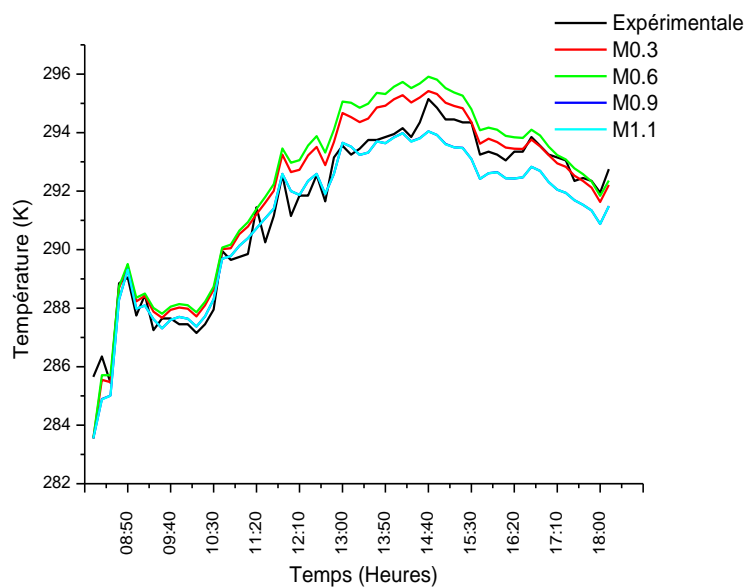


Figure 3.11 : Profils de température de sortie pour différents maillages où $\Delta t=300s$ (29 Janvier)

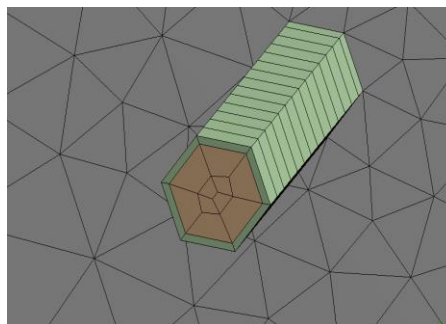


Figure 3.12: Vue globale et zoom du maillage type M0.3

Le deuxième groupe de maillage représenté par les courbes M0.9 et M1.1 se superposent et reflètent parfaitement le phénomène thermique durant la journée avec un écart sous-estimé par rapport à la courbe expérimentale en fin de journée

avec un écart moyen $\Delta T_{\text{moy}}(T_{\text{exp}}, T_{M918062}) = \Delta T_{\text{moy}}(T_{\text{exp}}, T_{M1115612}) = 0.9\text{K}$. On peut dire que ce deuxième groupe de maillage peut être utilisé pour la suite de la simulation, puisque les deux types de maillages (M918062 et M1115612) donnent les mêmes résultats, donc il faut introduire un autre paramètre de sélection qui est le temps de calcul afin de l'optimiser. D'après le tableau 3.5 le choix est fait pour le type de maillage M0.9 nécessite donc un temps de calcul de 02:35:16.

3.8 Étude de sensibilité au pas de temps :

La qualité du maillage et le temps de calcul sont influencé aussi par le pas de temps de calcul, pour cette raison et dans cette section on a mené une étude de sensibilité au pas de temps de calcul.

D'après la figure ci-dessous (voir Fig. 3.13), les pas de temps auquel on a introduit (200s, 300s, 600s) dans la configuration du M0.9 n'ont aucun effet sur la qualité des résultats, en revanche, le temps de calcul présenté dans le tableau 3.6 diminue considérablement de 65% pour un pas de temps de 600s comparativement à 200s. Dans ce cas le pas de temps de calcul idéal pour une durée de calcul relativement courte est 600s (nomination du modèle M0.9/600s).

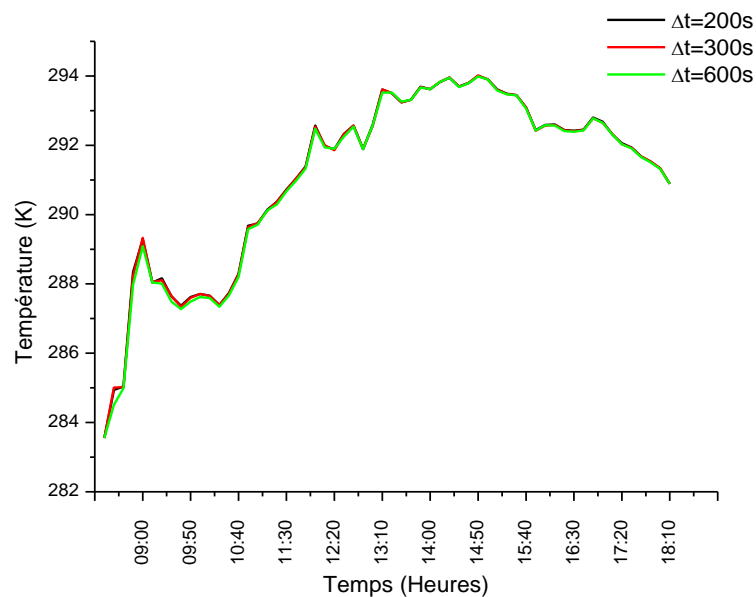


Figure 3.13: Profils de température de sortie pour différents pas de temps (29 Janvier)

Tableau 3.6 : Influence du pas de temps sur le modèle M0.9

Type de maillage	Pas de Temps Δt (s)	Erreur (%)	Temps de calcul (h :mn :s)
M0.9	200	0.42	2 :19 :52
	300	0.42	1 :32 :44
	600	0.42	00:48 :06

3.9 Etude de sensibilité au critère de convergence :

La modification du critère de convergence du modèle implique la diminution des instabilités et des erreurs, pour cela, dans cette section nous allons effectuer des modifications au niveau du nombre d'itération ainsi que les résidus.

Le graphique de la figure 3.14 représente l'effet de modification du critère de convergence dans le modèle numérique M0.9 600s. Il est bien claire que la configuration du modèle avec un critère de convergence de 10^{-1} est écarté vu l'erreur engendrée de 2% (voir le tableau 3.7). Les trois autres critères de convergences 10^{-2} , 10^{-3} et 10^{-4} engendrent la même erreur de 0.43% avec une évolution dans le temps de calcul de l'ordre de 17.5% entre les critères de convergences 10^{-2} et 10^{-3} . Dans ce cas le choix adéquat du critère de convergence repose seulement sur le temps de calcul minime égal à 00:48:06 qui correspond au critère de convergence 10^{-2} . On peut nommer le modèle comme suit : M0.9/600s/ 10^{-2} .

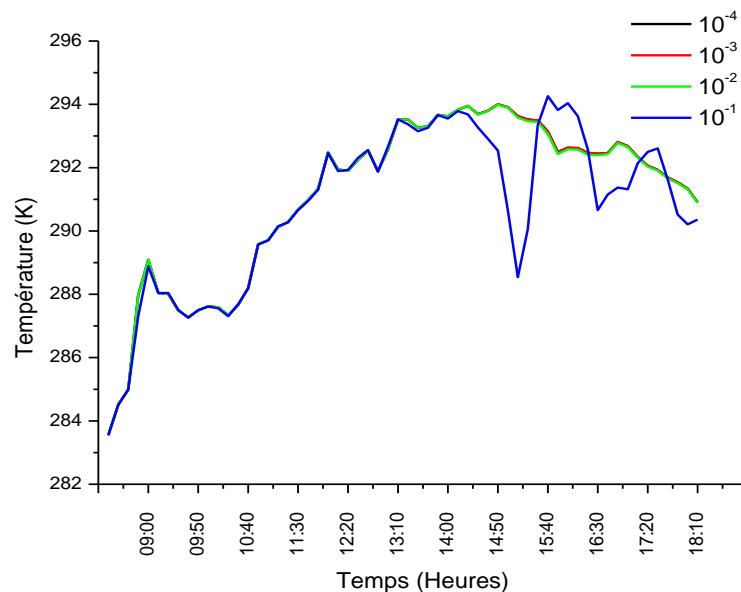


Figure 3.14 : Profils de température de sortie pour différents critères de convergences (29 Janvier)

Tableau 3.7 : Influence du critère de convergence sur le modèle M0.9

Type de maillage	Critère de convergence	Erreur (%)	Temps de calcul (h :mn :s)
M0.9	10^{-1}	2	00 :40 :17
	10^{-2}	0.43	00 :48 :06
	10^{-3}	0.43	00 :58 :15
	10^{-4}	0.43	00:57 :14

La figure 3.15 illustre l'effet de modification du nombre d'itération sur les résultats de simulation. D'après ce graphique, les courbes issues de la simulation se superposent parfaitement ce qui reflète donc l'Indépendance du nombre d'itérations sur les résultats avec la même erreur de l'ordre de 0.43% (voir table. 3.8). En revanche et d'après le tableau 3.8, le nombre d'itérations a un effet sur le temps de calcul, prenons le cas de 2 itérations qui diminue de l'ordre de 31.5% par rapport à la durée maximale représentée par 3 itérations.

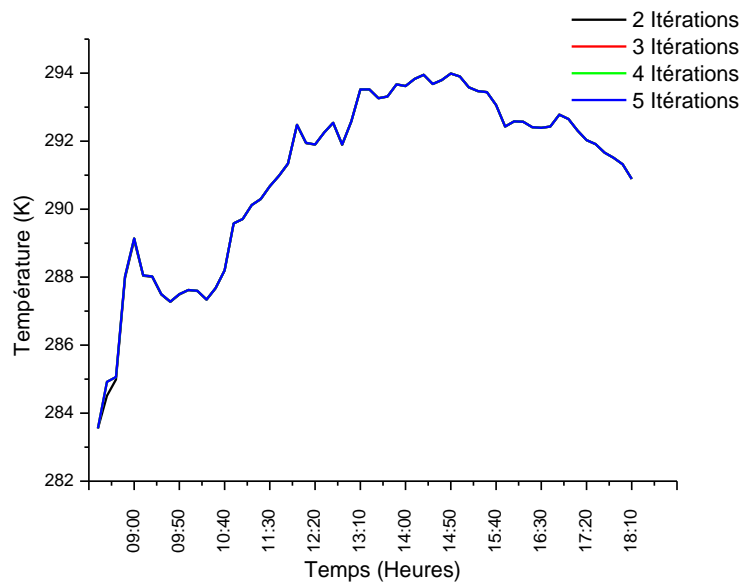


Figure 3.15: Profils de température de sortie pour différents nombres d'itérations (29 Janvier)

Tableau 3.8: Influence du nombre d'itérations sur le modèle M0.9

Type de maillage	Nombre d'itérations	Erreur (%)	Temps de calcul (h :mn :s)
M0.9	2	0.43	00 :48 :06
	3	0.43	01 :10 :29
	4	0.43	00 :57 :19
	5	0.43	00:59 :22

3.10 Comparaison entre les résultats de simulation et expérimentaux :

L'analyse menée dans les sections précédentes nous a conduit à développer un modèle numérique qui satisfait ; la qualité du maillage ; le pas de temps ; le critère de convergence ; le nombre d'itération ainsi que la durée l de calcul.

Les figures 3.16 et 3.17 montrent une comparaison graphique entre les résultats obtenus en termes de profils de température de sortie durant les deux jours d'essai (29 Janvier et 23 Juin) du lever au coucher du soleil. Les résultats obtenus par simulation correspondent bien à ceux expérimentaux. Le modèle numérique développé a bien reproduit le phénomène thermique avec un écart de température moyen de l'ordre de 0.95K et 0.47K vers la fin de journée pour le 29 Janvier et le 23 Juin respectivement, cet écart peut s'expliquer par le fait que les propriétés thermophysiques des matériaux utilisés (sable et cuivre) ne sont pas conformes aux celles réelles et que le phénomène des tourbillons dans les zones courbées de l'ÉcTh n'est pas pris en compte par la simulation puisque on a imposé le régime laminaire.

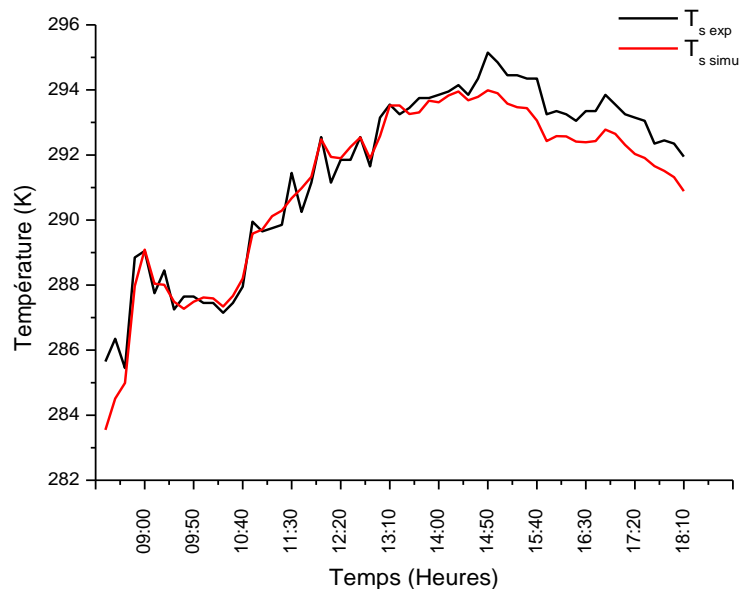


Figure 3.16: Comparaison de la variation de la température de sortie expérimentale et simulation (29 Janvier)

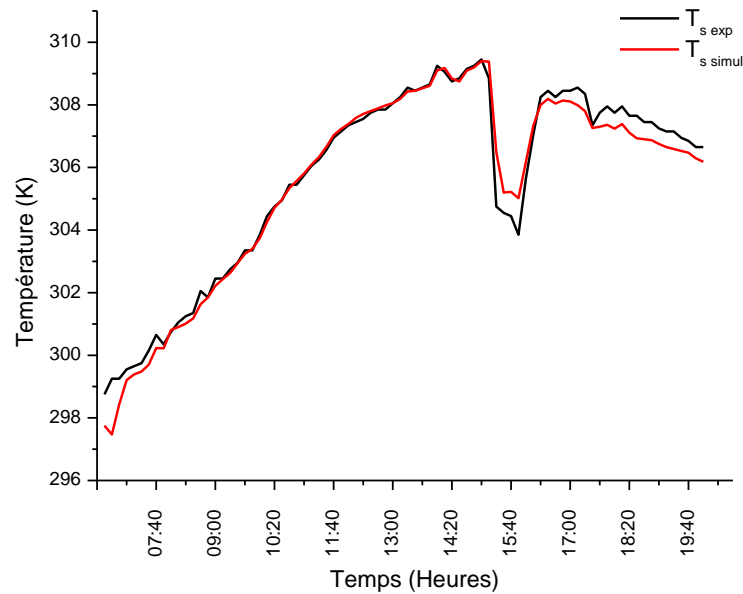


Figure 3.17 : Comparaison de la variation de la température de sortie expérimentale et simulation (23 Juin)

3.11 Conclusion :

En conclusion, la validation de notre modèle numérique a fait l'objet de plusieurs tests afin d'obtenir une configuration qui simule au mieux les transferts thermiques et l'écoulement du fluide dans le CSTPSSI étudié.

En premier lieu, on a varié les paramètres de maillage afin de mailler correctement la géométrie, cette étape est réceptionnée par la sélection du type de maillage M0.9. Ensuite, on a choisi le pas de temps qui est le mieux adapté à notre modèle, il s'est avéré que le pas de temps 600s est le mieux adapté car il minimise le temps de calcul sans affecter les résultats.

Enfin, on a analysé l'effet de modification du critère de convergence et le nombre d'itérations sur la précision, la stabilité et le temps de calcul, ceci est finalisé par le choix du critère de convergence de 10^{-2} avec deux itérations de calcul pour chaque pas de temps. « M0.9/29Ja/600s/ 10^{-2} /2 » et « M0.9/23J/600s/ 10^{-2} /2 » sont les choix nominaux du modèle numérique qui est utilisé pour le reste des simulations. On peut s'assurer donc, que le modèle développé servira d'outil de calcul valide pour l'étude objet de cette thèse.

CHAPITRE IV

4.1 Introduction :

Après avoir validé le modèle numérique dans le chapitre précédent, ce chapitre a pour objectif de présenter dans un premier temps, les résultats obtenus de l'expérimentation. Ces résultats expérimentaux feront l'objet de base de données permettant de décrire les paramètres influant sur le comportement thermique du CSTPSSI expérimental, durant une période d'essai qui s'étale en deux jours (hiver et été). Ensuite, nous allons réaliser une série de simulations pour étudier l'influence de l'épaisseur du volume de stockage qui intègre le sable, le positionnement de l'ÉcTh dans le volume de stockage.

4.2 Paramètres mesurés expérimentalement :

4.2.1 Évolution de la température de la plaque absorbante et la température ambiante :

La figure 4.1 représente la variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiantes en fonction du temps local durant la journée du 29 Janvier. La température ambiante varie avec le temps ($T_{amb}=282.65, 291.85K$) par contre la température de la plaque absorbante augmente et puis diminue avec l'apparition du soleil, elle atteint son maximum $T_{abs}=370,15K=97^{\circ}C$ à 14^h20, théoriquement cela n'est pas possible car l'énergie solaire incidente est à sa valeur maximale à midi solaire (TSV=12^h) qui correspond à 12^h46 en temps local, ce décalage de temps est imposé par des fluctuations qui apparaissent sur la courbe T_{abs} . Durant cette journée des perturbations ont été observées (en début de journée, à la mi-journée et en fin de journée). Ces perturbations s'expliquent par la présence des

nuages qui induisent des variations de la température de la plaque absorbante.

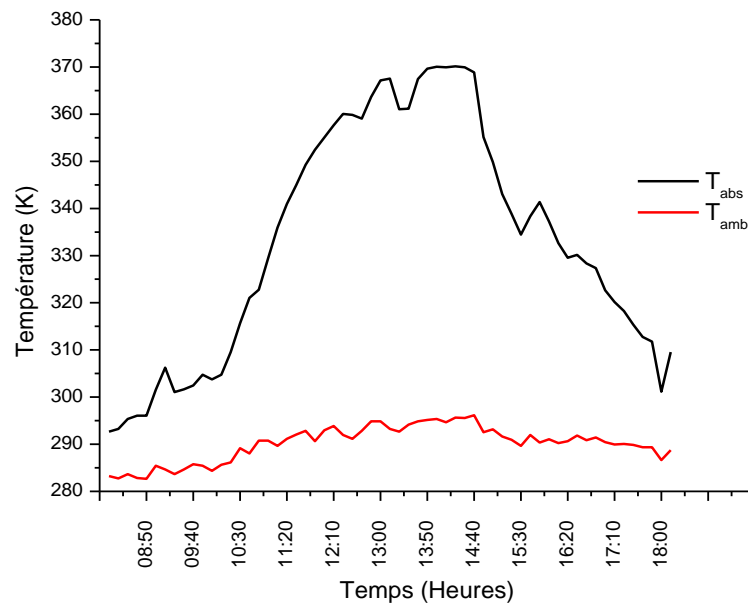


Figure 4.1 : Variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiante en fonction du temps (29 Janvier)

La figure 4.2 représente la variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiante en fonction du temps local durant la journée du 23 Juin. La température de la plaque absorbante atteint son maximum $T_{abs} = 385.15K = 112^{\circ}C$ à 13^h50 en temps local correspond à 12^h51 en temps solaire vrai et la température ambiante varie avec le temps ($T_{amb} = 297.05, 309.85K$). La courbe T_{abs} est uniforme avec une symétrie par rapport au temps local (à TL=13^h50), aucune perturbation n'apparaît sur la courbe T_{abs} ce qui signifie que le ciel est très clair.

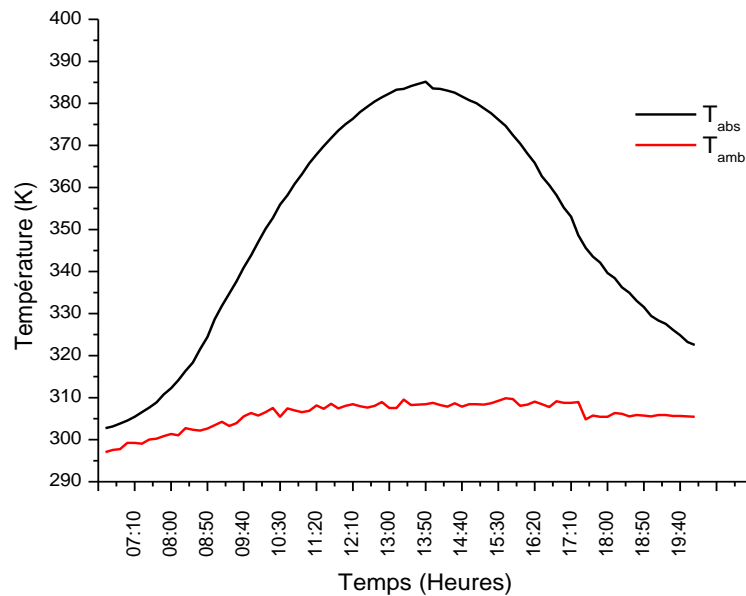


Figure 4.2 : Variation de la température de la plaque absorbante et la température ambiante en fonction du temps (23 Juin)

4.2.2 Variation des températures entrée et sortie du CSTPSSI :

La figure 4.3 représente l'évolution des températures expérimentales entrée et sortie du CSTPSSI en fonction du temps local durant la journée du 29 janvier, et ce du lever du soleil à 8^h10 jusqu'à son coucher à 18^h10 pour une durée de 10 heures. Les deux courbes ont la même allure avec un écart de température qui se diffère d'une moyenne de $\Delta T_{moy}=1K$ au début de fonctionnement jusqu'à 12^h30 et $\Delta T_{moy}=4K$ jusqu'à la fin du fonctionnement. Dès le début de fonctionnement jusqu'à 11^h40, dans cet intervalle l'écart de température $\Delta T=1K$ s'étale sur une durée importante par rapport à la durée du jour pendant 4 heures et 20 minutes, cela est justifié par ; l'inertie thermique élevée du CSTPSSI et précisément du sable, cette dernière peut être interprétée comme une mesure de la masse thermique et de la vitesse à laquelle l'onde de chaleur est transmise à travers le matériau [63] on peut dire que la totalité d'énergie absorbée par le CSTPSSI se dissipe dans le sable pour uniformiser sa température ; la température d'entrée d'eau au CSTPSSI est presque la même que celle du sable (à la même profondeur), ce qui ne favorise pas le transfert thermique par conduction et par convection entre le sable, l'ÉcTh et l'eau, cela est dû à la source d'alimentation en eau qui est totalement exposée à l'ambiance extérieure, l'eau subit

tous les changements météorologiques avant de pénétrer dans le CSTPSSI. Puis, de 11^h40 jusqu'à 14^h40, le système commence à fonctionner avec une légère augmentation de l'écart de température ($1 \leq \Delta T \leq 4K$). La température de sortie atteint son maximum $T_{s \max} = 22K$ aux environs de 14^h40.

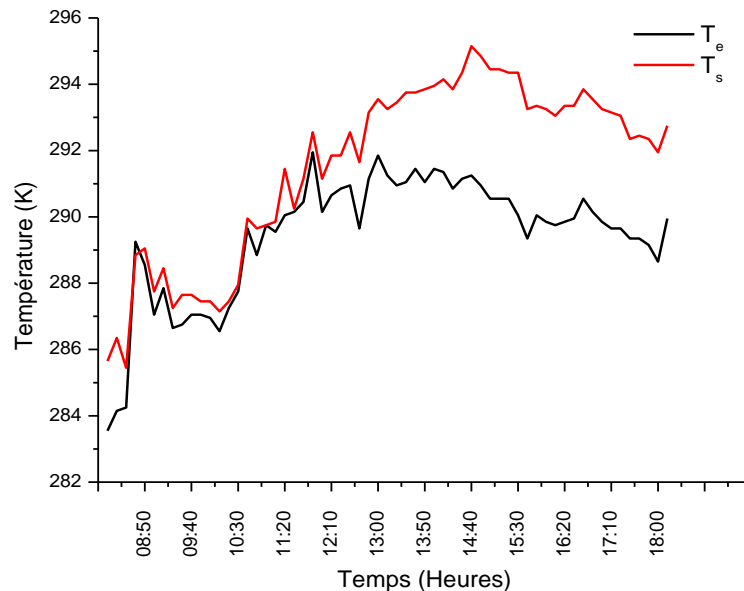


Figure 4.3: Évolution des températures entrée et sortie du CSTPSSI (29 Janvier)

Une partie de l'énergie absorbée par le CSTPSSI sert à augmenter la température du sable par conduction. Cela reflète la phase de stockage thermique, au fur et à mesure le transfert thermique par convection entre le fluide et le tube induit l'augmentation de la température du fluide. Enfin, de 14^h40 jusqu'à la fin du fonctionnement, l'écart de température est presque stable ($\Delta T = 4K$) avec une diminution sensible de la température de sortie, la stabilité de l'écart de température est assurée par le déstockage thermique du sable, celui-ci se présente comme source de chaleur de compensation dans le cas où l'énergie solaire incidente diminue.

La figure 4.4 représente l'évolution des températures entrée et sortie du CSTPSSI en fonction du temps local durant la journée du 23 Juin pour une durée de 13 heures et 30 minutes. Les deux courbes ont la même allure avec un très faible écart de température au début de fonctionnement jusqu'à 10^h20 et un écart $\Delta T_{\text{moy}} = 3K$ jusqu'à la fin du fonctionnement. Dès le début de fonctionnement jusqu'à 10^h20, les deux

courbes coïncident parfaitement pour une durée de 3 heures et 40 minutes (même comportement thermique que celui du 29 Janvier). Ensuite de 10^h10 jusqu'à 17^h20, le CSTPSSI commence à fonctionner normalement avec une légère augmentation d'écart de température ($1K \leq \Delta T \leq 3K$), la température de sortie atteint son maximum $T_{s \text{ max}} = 309.45K$ aux environs de 15^h10, une perturbation apparait dans cet intervalle est abaisse la température d'entrée et de sortie du CSTPSSI en gardant le même écart de température, cette perturbation dure 4 minutes, elle est due à une erreur de manipulation technique (épuisement d'eau stockée dans le réservoir qui est remplacée par l'eau du réseau d'alimentation principale qui a une température inférieure à celle du réservoir exposé à la température ambiante). Enfin, de 17^h20 jusqu'à la fin du fonctionnement, l'écart de température est presque stable ($\Delta T_{\text{moy}} = 3K$) avec une diminution sensible des températures entrée et sortie du CSTPSSI.

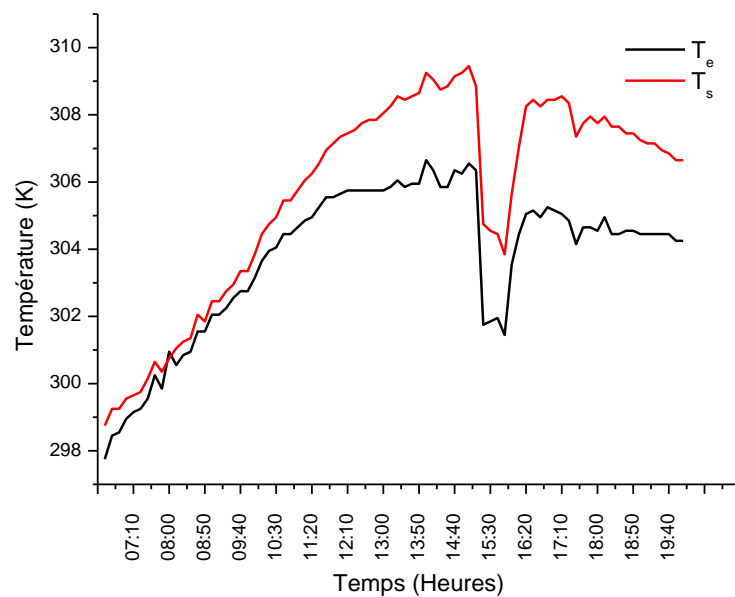


Figure 4.4: Évolution des températures entrée et sortie du CSTPSSI (23 Juin)

4.2.3 Variation de la température dans le volume de stockage:

La figure (4.5) représente les évolutions de la température dans le volume de stockage à différentes profondeurs et la température de la plaque absorbante durant la journée du 29 Janvier de 8^h10 à 18^h10.

A partir de cette figure on peut distinguer deux faisceaux de courbes qui varient avec celle de la plaque absorbante. Les courbes de chaque faisceau ont la même allure, cela signifie qu'on a une répartition thermique uniforme dans le sable. La température du sable aux points 9, 11 et 13 à une distance $P_1=0.025\text{m}$ de la plaque absorbante (voir Fig. 4.6) varient au même rythme que la température de la plaque absorbante au point 3 dont $T_3=T_{\text{abs}}$ avec un faible écart de température au début et en fin de journée, il est en effet assez considérable en milieu de journée. Le sable atteint une température maximale $T_{9 \text{ max}} \approx T_{11 \text{ max}} \approx T_{13 \text{ max}} \approx 322.15\text{K}$ à 14^h40 alors que celle de la plaque absorbante $T_{\text{abs max}} = 370.15\text{K}$ à 14^h20, soit un décalage de temps ($\Delta t=20$ minutes) entre ces deux pics, c'est-à-dire que la quantité de chaleur reçue par la plaque absorbante stockée dans le sable sera restituée avec un retard de 20 minutes (le signal émis par la plaque absorbante met 20 minutes pour parcourir une épaisseur de 0.025m de sable), ce décalage de temps est appelé le déphasage. Les fluctuations figurées sur la courbe T_{abs} n'apparaissent pas sur l'ensemble des courbes, cela est dû au phénomène de diffusion.

Le deuxième faisceau qui représente les températures aux points 10, 12 et 14 à une distance $P_2=0.1\text{m}$ de la plaque absorbante peut être étudié sur deux intervalles de temps, de 8^h à 11^h, la température du sable ($P_2=0.1\text{m}$) est en diminution légère avec une pente négative de 3%, cela est traduit par le déstockage de l'énergie thermique stockée la veille du jour de l'essai (le CSTPSSI est exposé au soleil sans circulation du fluide). De 11^h jusqu'à la fin de fonctionnement, la température du sable ne cesse d'augmenter malgré la diminution de la température de la plaque absorbante avec une pente positive identique à celle du déstockage sauf que cette dernière représente le stockage thermique. L'écart de temps entre les deux pics de température (plaque absorbante et sable à $P_2=0.1\text{m}$) est assez étendu ($\Delta t \geq 340$

minutes) par rapport à celui entre la plaque absorbante et le sable à $P_1=0.025m$, donc le déphasage de la couche inférieure du sable est plus fort avec une amplitude thermique faible alors que celui de la couche supérieure du sable a un déphasage faible avec une amplitude thermique forte. On peut dire que la couche du sable qui se situe entre la plaque absorbante et l'ÉcTh ($e_{sab1}=0.05m$) se comporte comme une plaque absorbante sauf que sa température diminue proportionnellement à l'éloignement par rapport à la plaque absorbante et en même temps elle amortie les perturbations liées aux changements climatiques (principalement les nuages).

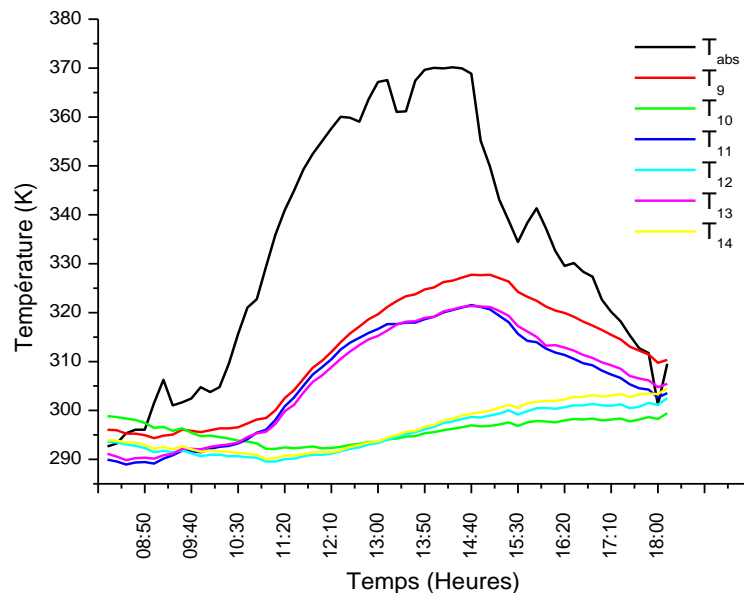


Figure 4.5 : Distribution de la température dans le volume de stockage (29 Janvier)

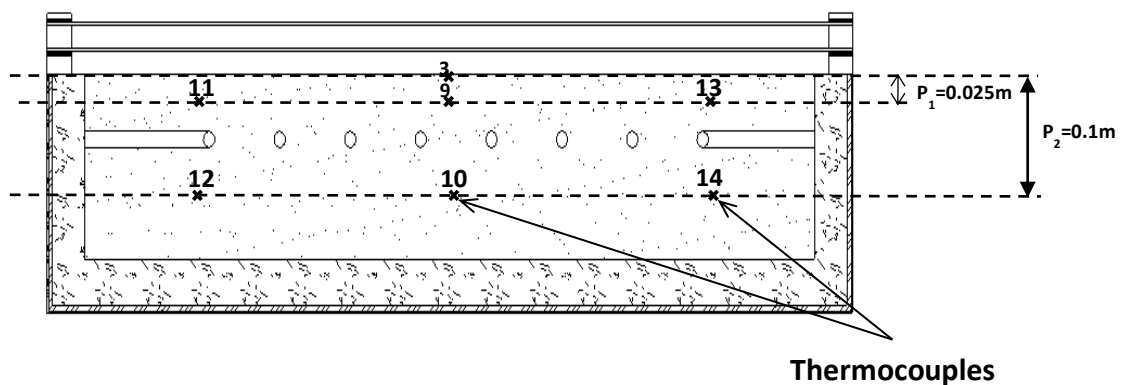


Figure 4.6 : Positionnement des thermocouples (plan longitudinal) du CSTPSSI solaire

La figure 4.7 illustre les évolutions de la température dans le volume de stockage à différentes profondeurs ($P_1= 0.025m$ et $P_2= 0.10m$) et de la température de la plaque absorbante pour la journée du 23 Juin de 6^h30 à 20^h. D'après cette illustration on peut dire que le sable a le même comportement thermique que celui du 29 Janvier, le seul changement est que la température du sable ($T_9, T_{11}, T_{13}, T_{10}, T_{12}$ et T_{14}) augmente avec un écart $\Delta T=20K$ qui est lié à l'augmentation de la température de la plaque absorbante.

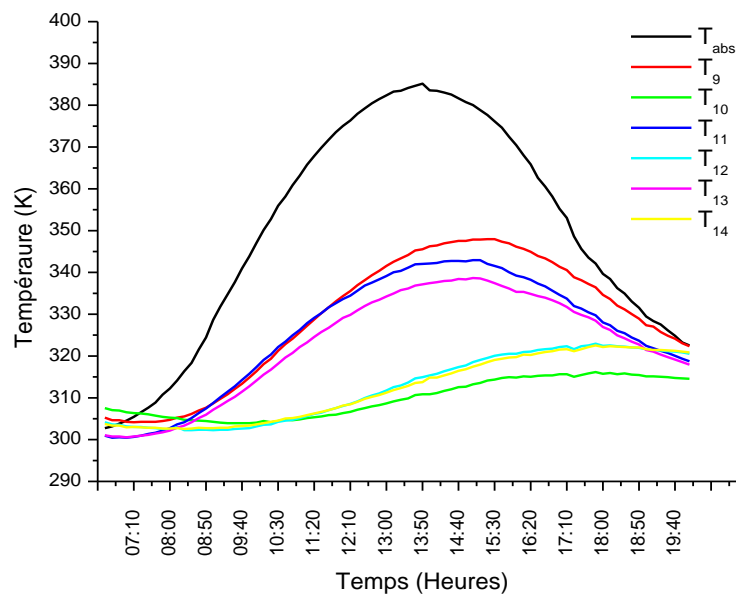


Figure 4.7 : Distribution de la température dans le volume de stockage (23 Juin)

4.3 Estimation du coefficient de perte de thermique:

Les figures 4.8 et 4.9 montrent l'évolution des coefficients de perte thermique total U_{total} , vers l'avant U_{av} , vers l'arrière U_{ar} et latéral U_{lat} en fonction du temps durant les deux jours d'essais. Le coefficient U_{av} est calculé à l'aide de l'équation empirique développée par Klein (voir Annexe A) [64]. L'augmentation de la température de la plaque absorbante entraîne une augmentation des pertes thermiques globales et vers l'avant en raison de l'augmentation des pertes par convection et par rayonnement [65]. Le coefficient U_{lat} est très faible par rapport à U_{ar} suite au petit rapport périmètre / surface de CSTPSSI.

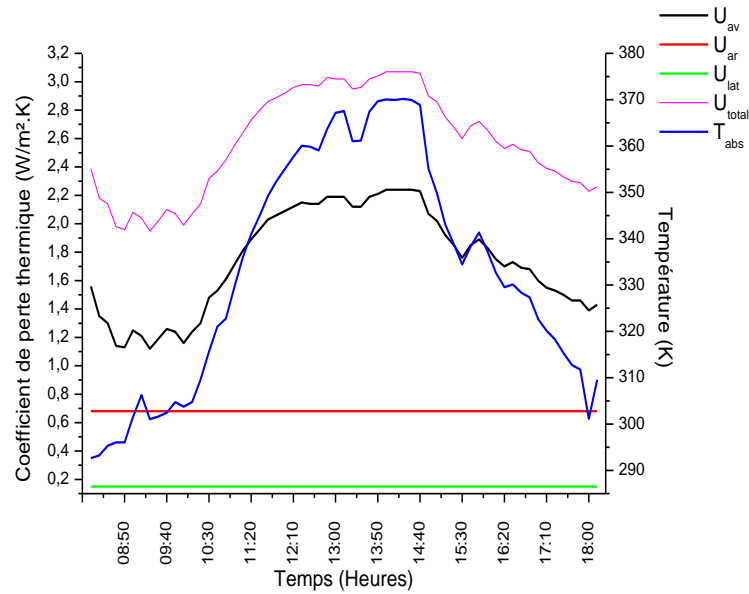


Figure 4.8 : Variation des coefficients de pertes thermiques du CSTPSSI expérimental (29 Janvier)

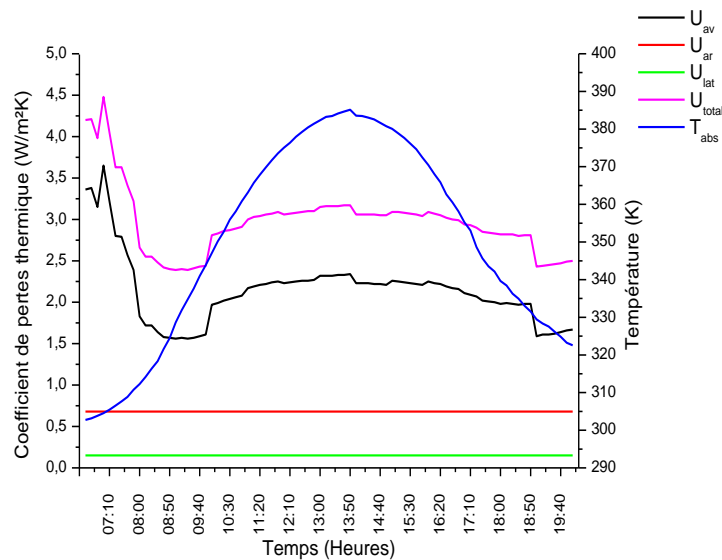


Figure 4.9 : Variation des coefficients de pertes thermiques du CSTPSSI expérimental (23 Juin)

4.4 Estimation de l'énergie thermique stockée:

Les figures (4.10) et (4.11) montre la variation de l'énergie thermique stockée dans le sable et la température de la plaque absorbante en fonction du temps durant les deux jours d'essai. Nous pouvons distinguer le processus de stockage d'énergie thermique (calculé par la méthode trapézoïdale)[54] dans le sable en fonction des intervalles de temps, de 8^h20 à 10^h40 pour la journée du 29 Janvier et de 6^h30 à 8^h00

pour la journée du 23 Juin, la chaleur stockée se manifeste par des valeurs négatives, cela se traduit par le processus de décharge [66], c'est-à-dire que l'énergie stockée la veille de l'essai dont le circuit fermé a été rétablie pendant une période de 2 heures et 20 minutes.

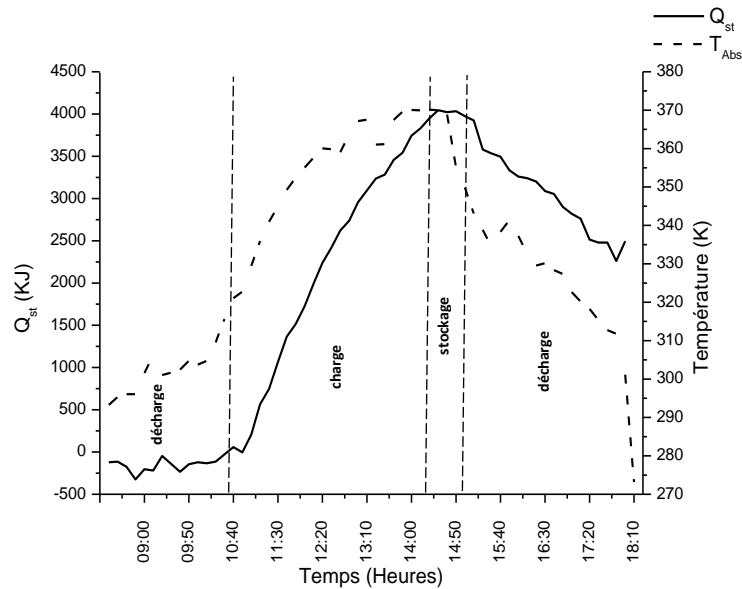


Figure 4.10 : Évolution de l'énergie thermique stockée et de la température de la plaque absorbante (29 janvier)

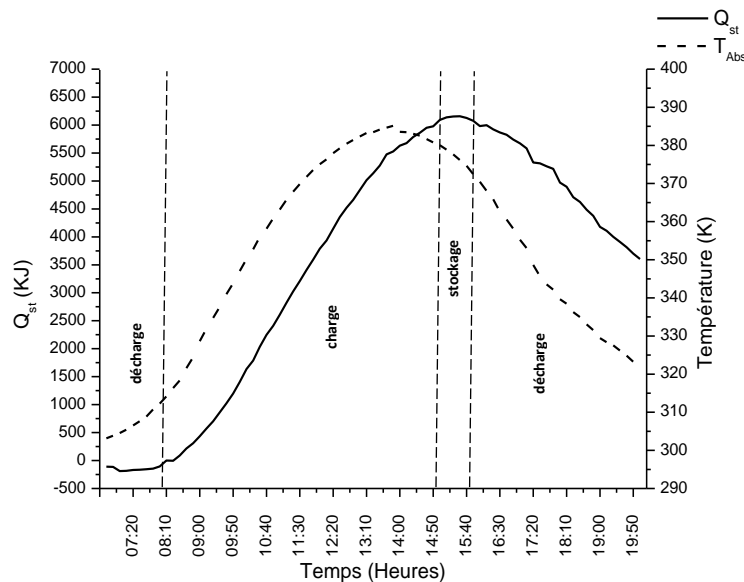


Figure 4.11 : Évolution de l'énergie thermique stockée et de la température de la plaque absorbante (23 juin)

Les fluctuations apparaissant au cours du processus de décharge sont dues à l'augmentation de la température d'entrée d'eau (source d'alimentation en eau

exposée à l'environnement) par rapport à la température du sable, ainsi qu'à l'augmentation de la température du sable de la couche inférieure par rapport à la couche supérieure. Tout cela augmente la chaleur emmagasinée, ce qui reflète le processus de charge à court terme. La fin de ce premier intervalle pour les deux essais le CSTPSSI atteint l'équilibre thermique ($Q_{st}=0J$).

De 10^h40 à 14^h40 le 29 Janvier et de 8^h00 à 15^h00 le 23 Juin, la chaleur stockée augmente malgré la circulation de l'eau dans l'ÉcTh, cette période représente le processus de charge, la fin de cette période reflète le processus de stockage où la chaleur stockée reste presque constante pendant près d'une heure malgré la baisse de la température de la plaque absorbante, ce qui signifie que le sable continue d'accumuler de l'énergie jusqu'à la température de stagnation. Le processus de décharge est la dernière étape qui poursuit jusqu'à la fin du fonctionnement, où le système de stockage (sable) a restauré l'énergie stockée pour assurer le fonctionnement l'après-midi.

4.5 Etude paramétrique :

Une fois le modèle numérique est validé, l'optimisation du CSTPSSI expérimental est envisagée. Dans cette étude paramétrique, nous présenterons la démarche à suivre avec la simulation durant les deux jours d'essai, dont l'épaisseur du volume de stockage et le positionnement de l'ÉcTh ainsi que le matériau de stockage sont les paramètres à varier, leurs valeurs sont listées dans le tableau 4.1..

Tableau 4.1 : Valeurs des variables à étudier

Épaisseur du volume de stockage e_{vs} (m)	Positionnement de l'ÉcTh	Matériau de stockage
0.025	Haut	Sable
	Milieu	Sable
	Bas	Sable
0.020	Haut	Sable
	Milieu	Sable
	Bas	Sable
0.014	Ajusté	Avec et sans sable

4.5.1 Épaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.025m$:

La Figure 4. 12 représente la variation de la température de sortie des trois positionnements de l'ÉcTh (Bas, Milieu et Haut) avec une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.025m$ durant la période hivernale (29 Janvier).

Les trois courbes ont la même allure avec différentes amplitudes qui varient avec le positionnement de l'ÉcTh (en Bas, Milieu et Haut). L'effet de la température de l'eau d'entrée sur la température de sortie est très faible et limité au début de journée dont le CSTPSSI est au régime transitoire restreint seulement. Une augmentation de la température de la plaque absorbante entraîne une augmentation de la température de sortie. Les résultats montrent que le pic de température de sortie augmente avec l'élévation de la température de la plaque absorbante. Il est clair que la configuration en haut où l'ÉcTh est en contact direct avec la plaque absorbante atteint une température maximale $T_{s \text{ Haut}} = 330.88K$ qui coïncide parfaitement au moment où la plaque absorbante atteint $T_{abs}=370.15K$ à 14^h20 par contre les deux autres configurations du Milieu et du Bas affichent des températures maximales de 308K et 302.8K respectivement avec un déphasage $\Delta t=10$ mins. Les deux courbes (Milieu et Bas) sont confondues au début pendant $\Delta t=70$ mins, cela est justifié par l'inertie thermique du sable qui ralentit le fonctionnement du CSTPSSI (l'énergie absorbée par le CSTPSSI se dissipe dans le sable pour uniformiser sa

température), en même temps, c'est une part d'énergie qui est stockée dans le sable. Pour le cas où l'ÉcTh est en haut, une partie de l'énergie solaire absorbée est utilisée pour le chauffage de l'eau à travers les ponts entre la plaque absorbante et l'ÉcTh et l'autre partie est utilisée par le sable à travers le périmètre de l'ÉcTh, tandis qu'aux autres cas, du milieu et du bas, l'énergie thermique est transférée au sable (assurant l'amortissement de température pendant la charge et décharge en même temps), puis vers l'ÉcTh.

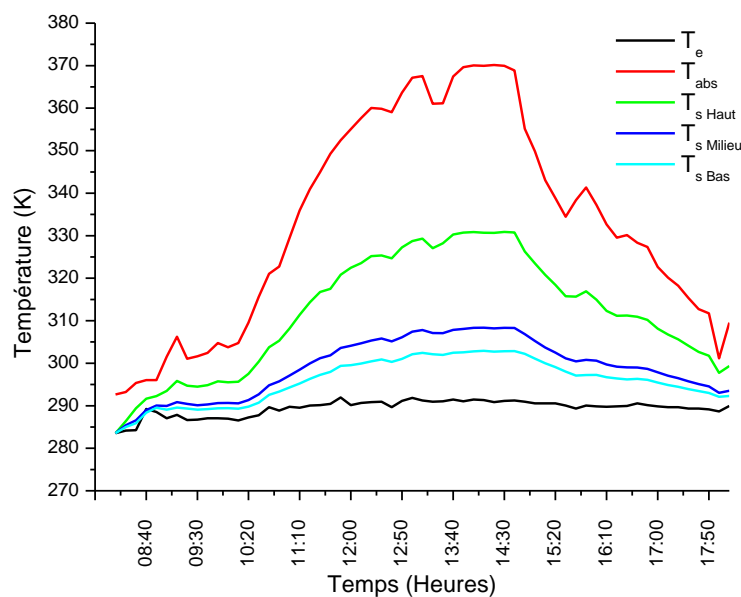


Figure 4.12 : Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour une épaisseur $e_{vs}=0.025m$ (29 Janvier)

La figure 4.13 illustre bien les fluctuations thermiques traduites en écarts de température des paramètres d'entrées et de sorties du CSTPSSI, deux fluctuations assez marquantes apparaissent à 9^h10 et 13^h10 dans la courbe de de chaque configuration avec différentes amplitudes. Elles sont de l'ordre de 5.2K et 6.5K respectivement. Au niveau du CSTPSSI, ces fluctuations sont interprétées par des signaux thermiques émis par la plaque absorbante de l'ordre de 5.2K et 6.5K respectivement. Dans toute les configuration ces fluctuations sont transmises directement au fluide (eau) et elles sont amortie. Ces fluctuations ne figurent quasiment pas sur les courbes de configuration du milieu et du bas, À 9h10, la fluctuation de l'ordre de 5.2K à subit un amortissement de l'ordre de 5K dans la

configuration d'en bas et de 4.8K dans la configuration du milieu et de 4.1K dans la configuration d'en haut et la 2^{ème} fluctuation apparue à 13h10 de l'ordre de 6.5K est amortie d'une valeur de 6.2K dans la configuration du bas et de 4.8K dans la configuration du milieu et 4.2K dans la configuration d'en haut, ce qui reflète le comportement thermique du sable où l'amplitude thermique décroît en s'éloignant de la source de chaleur. Le positionnement de l'ÉcTh est un paramètre influant dans la variation de la température de sortie, car on constate que la température de sortie la plus élevée est celle où l'ÉcTh est en haut, puisque l'énergie absorbée par la plaque absorbante est directement transmise vers l'ÉcTh ensuite vers le fluide.

L'écart de température entre l'entrée et la sortie augmente et atteint une valeur maximale de 40K, 17K et 12K à 14^h20 pour les configurations d'en Haut, Milieu et Bas respectivement.

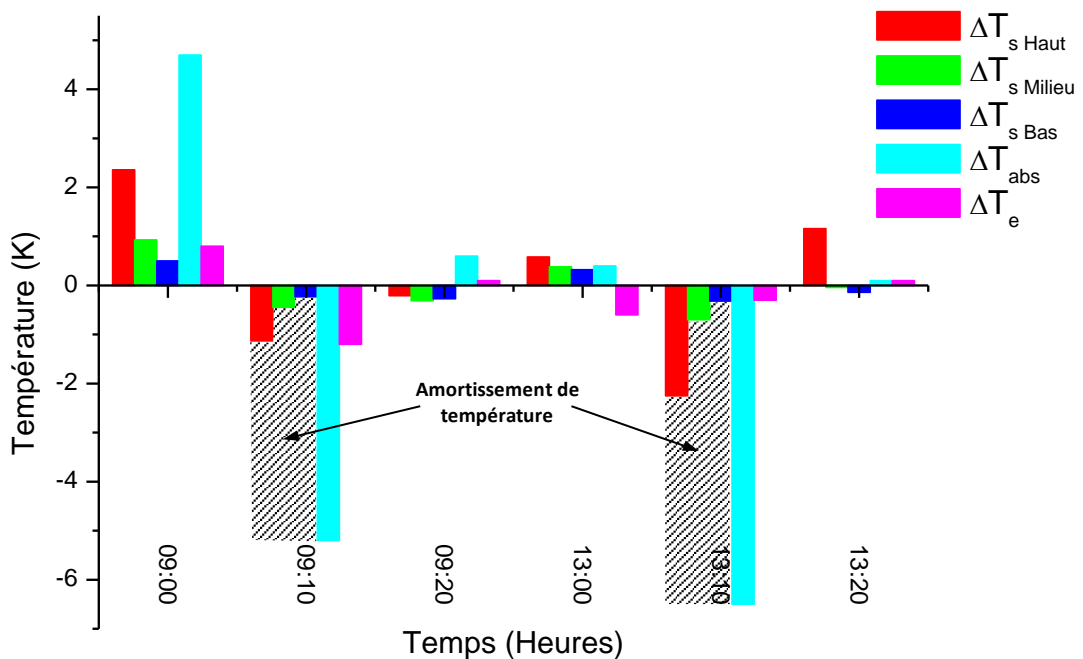


Figure 4.13: Variation de l'écart de température pour chaque configuration et pour $e_{vs}=0.025m$ (29 Janvier)

La figure 4. 14 représente l'évolution de la température d'entrée, de sortie pour les trois configurations et la température de la plaque absorbante. Le CSTPSSI a un comportement thermique identique à l'essai du 23 Juin, avec les mêmes écarts entre la température d'entrée et de sortie ainsi que les mêmes valeurs

d'amortissements thermiques des fluctuations. On constate que les plus grandes températures sont enregistrées en été et que la température de sortie maximale atteinte durant cette journée est de 346K, 323K et 318K à 13^h50 pour les trois configurations ; Haut, Milieu et Bas respectivement. Durant cet essai, une fluctuation apparaît sur la courbe d'entrée d'eau de l'ordre de 4.6K à 15^h10 affecte la température de sortie. Comme indiqué dans la figure 4.15, la configuration du haut amortit mieux la fluctuation avec une valeur de 2.5K suite au contact direct entre la plaque absorbante et l'ÉcTh, puis les deux configurations du milieu et d'en bas sont identiquement amorties à 2K, cette légère diminution d'amortissent 0.5K comparativement à la configuration d'en haut est dû à l'éloignement de l'ÉcTh de la plaque absorbante, l'énergie absorbée par la plaque absorbante est transférée d'abord à la couche de sable puis à l'ÉcTh . Cela signifie qu'une fluctuation émise par la plaque absorbante est mieux amortie que celle émise par le fluide caloporteur.

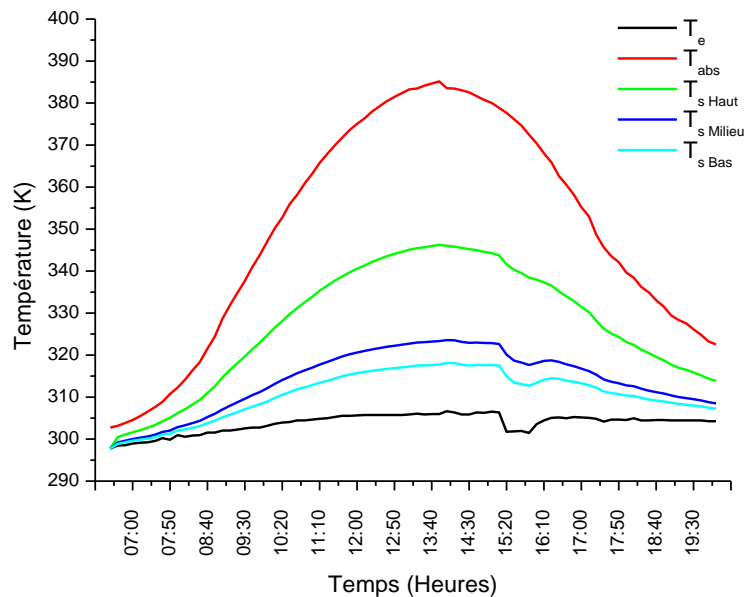


Figure 4.14: Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs}=0.025m$ (23 Juin)

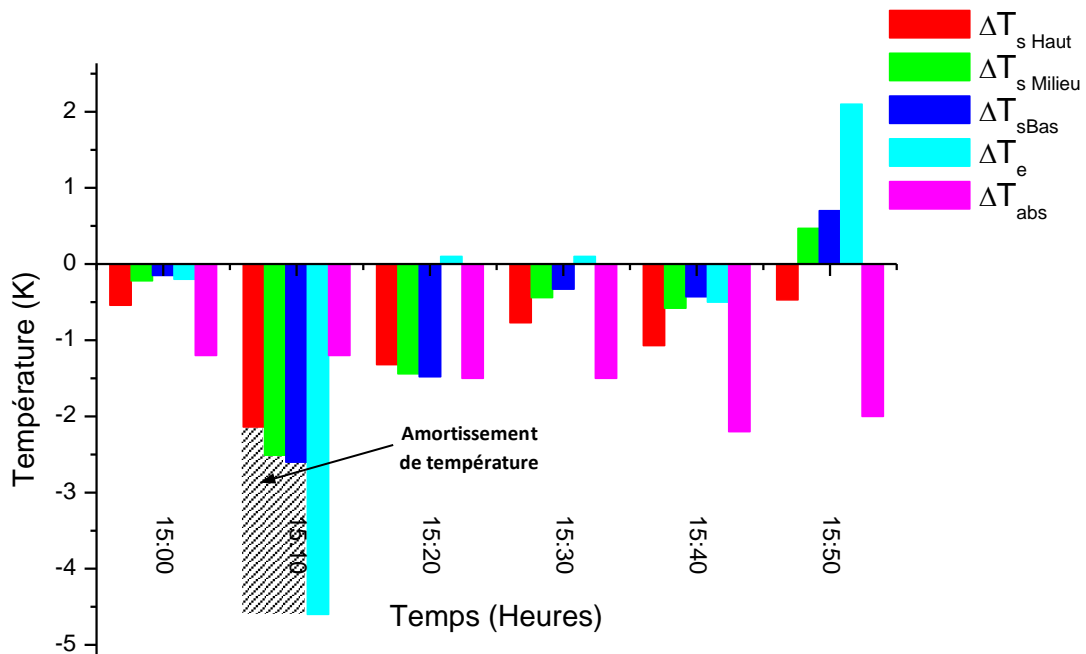


Figure 4.15 : Variation de l'écart de température pour chaque configuration et pour $e_{vs}=0.025m$ (23 Juin)

La figure 4.17 représente les contours de température dans les deux plans de mesure (transversal et longitudinal) (voir Fig. 4.16) des trois configurations durant les deux essais aux instants où la température de la plaque absorbante est à son apogée, c. -à-d. à 14^h20 le 29 Janvier et 13^h50 le 23 Juin.

Le comportement thermique du sable dépend dans la simulation d'un seul facteur qui est la conduction thermique, la surface du sable se réchauffe complètement et uniformément avec une quantité de chaleur importante qui sera ensuite transférée à l'eau. Nous observons que l'évolution de la température de sortie est affectée par le positionnement de l'ÉcTh (bas, milieu et haut) dans le volume de stockage et que les isothermes se serrent autour de l'ÉcTh dans le sens de la profondeur- d'en bas vers le haut- et dans le sens d'écoulement de l'entrée vers la sortie, ceci est expliqué par le faible gradient de température entre le sable et l'eau d'entrée. Aux instants 14^h20 et 13^h50 la température d'entrée d'eau est 291K et 306K respectivement, alors que la température du sable est supérieure, pour cette raison. La propagation de l'énergie thermique dans le sable pour les configurations

(Milieu et Bas) est plus évidente autour et à proximité des tubes de l'ÉcTh, car la différence de température entre l'eau est le sable diminue dans le sens de l'écoulement de l'eau. Le cas où l'ÉcTh est en bas c. -à-d. à une distance de 0.011m de la plaque absorbante, l'eau récupère l'énergie thermique stockée dans le sable.

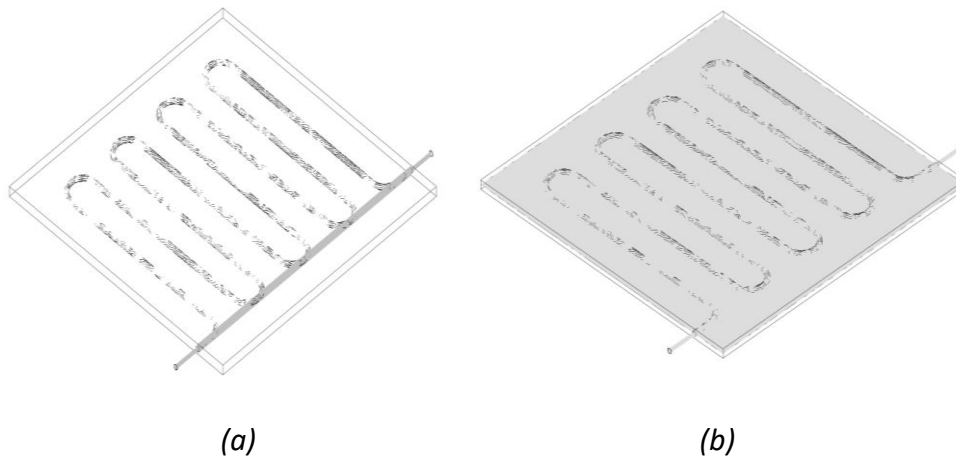
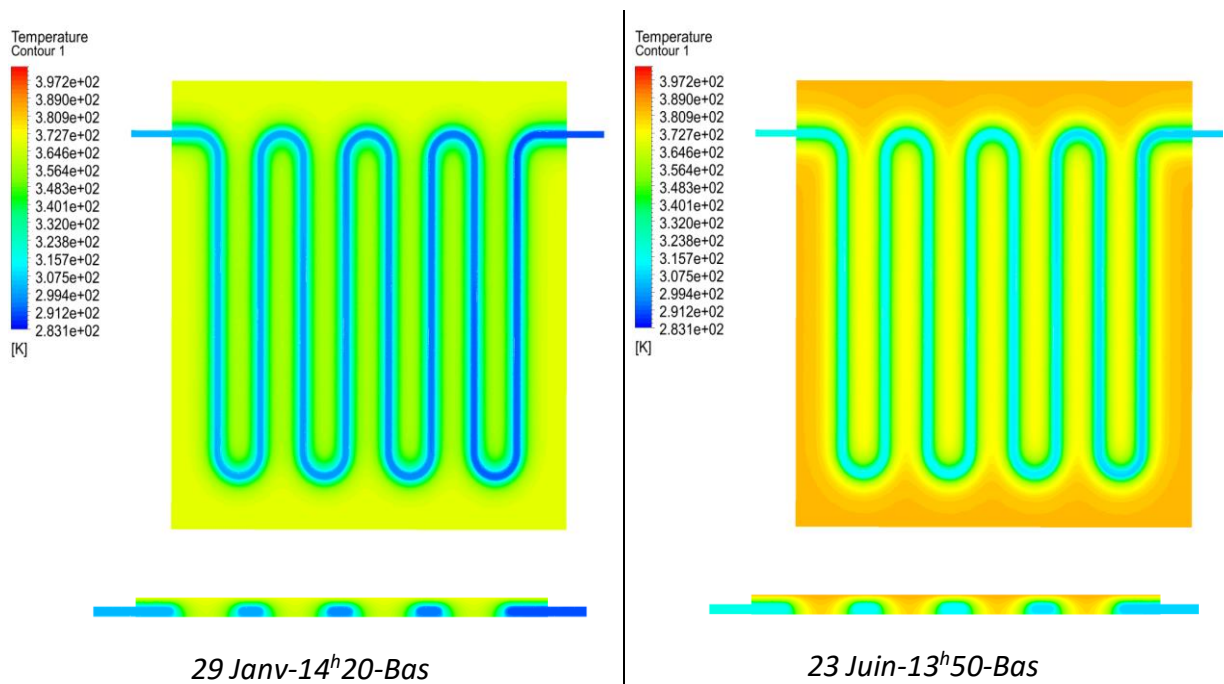


Figure 4. 16: Plans de mesure dans le CSTPSSI ; (a) longitudinal (b) transversal



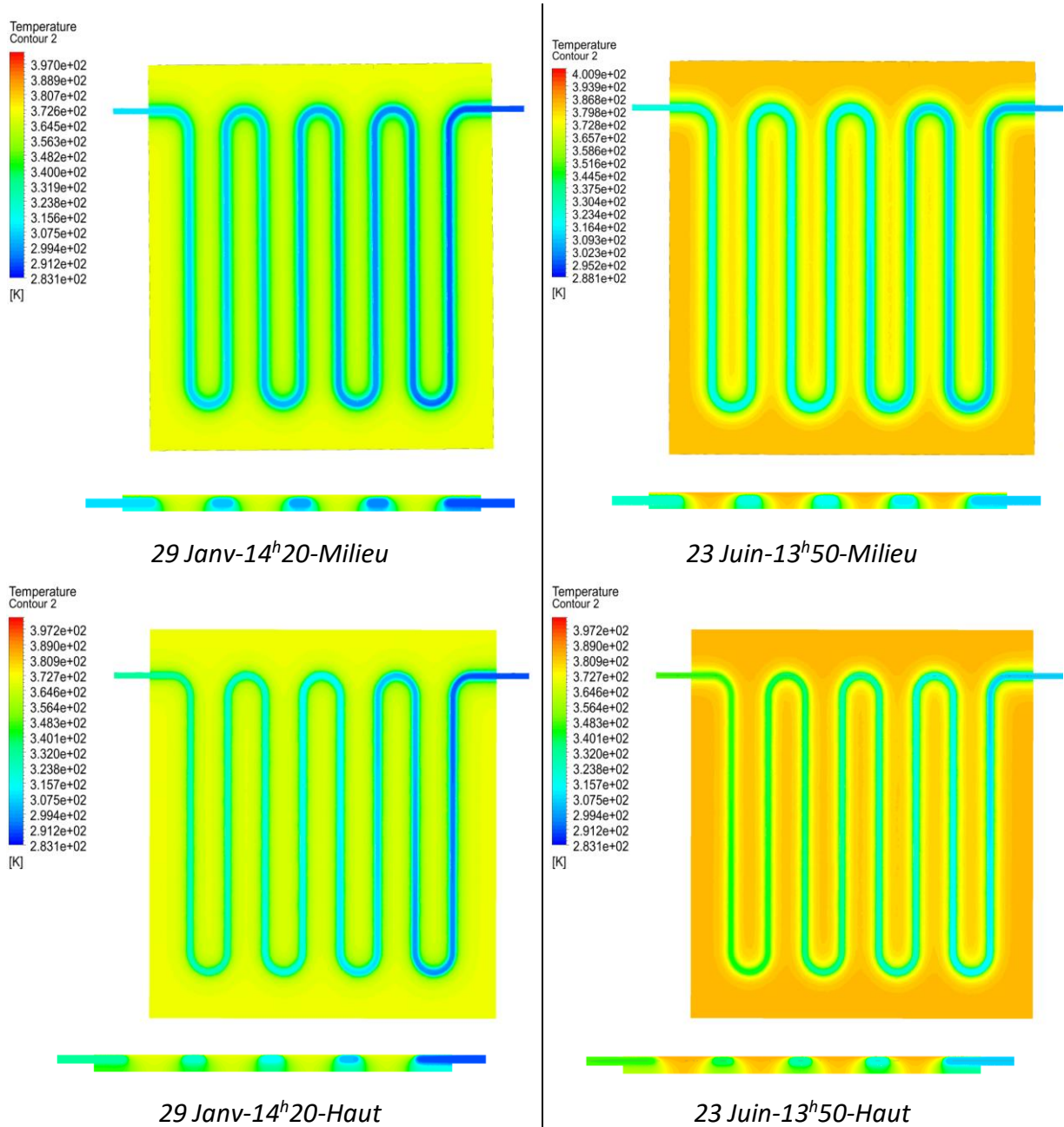


Figure 4.17: Comparaison des profils de température des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs} = 0.025m$ durant 29 Janvier et 23 Juin

4.5.2 Epaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.02m$:

La figure 4.18 représente la variation de la température de sortie pour différents positionnements de l'ÉcTh (bas, milieu et haut) pour une épaisseur du volume de stockage $e_{vs} = 0.02m$, ainsi que la température des deux paramètres influant (température d'entrée d'eau et température de la plaque absorbante) durant le jour d'essai du 29 Janvier.

Commençons par la configuration d'en haut où l'ÉcTh est en contact direct avec la plaque absorbante, la température de sortie varie avec la variation de la température de la plaque absorbante et atteint une valeur maximale de 331K à 14^h20 avec un amortissement thermique des fluctuations au milieu de journée de l'ordre de 4K. La température de sortie des deux autres configurations (bas et milieu) atteignent des valeurs maximales 308K et 312K à 14^h10 avec un amortissement thermique des mêmes fluctuations de l'ordre de 5.6K et 5.3K respectivement (voir Fig. 4.19).

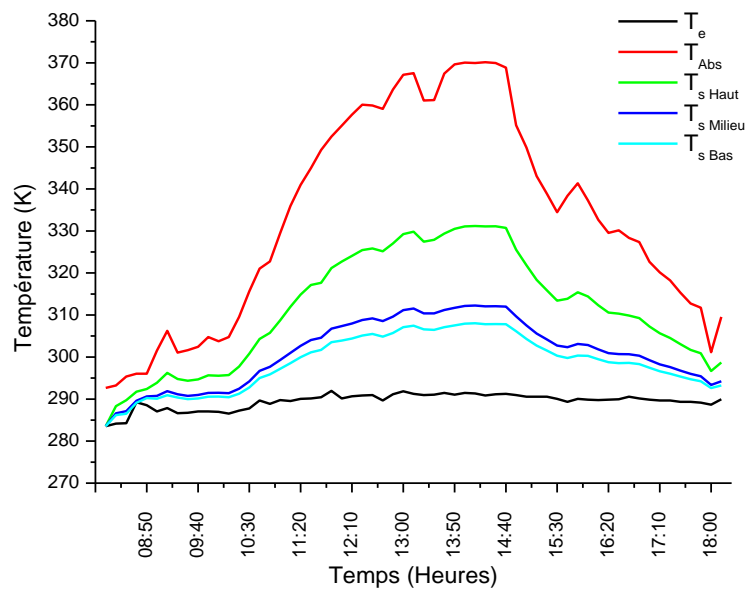


Figure 4.18: Évolution de la température de sortie des trois configurations (bas, milieu et haut) pour $e_{vs}=0.02m$ (29 Janvier)

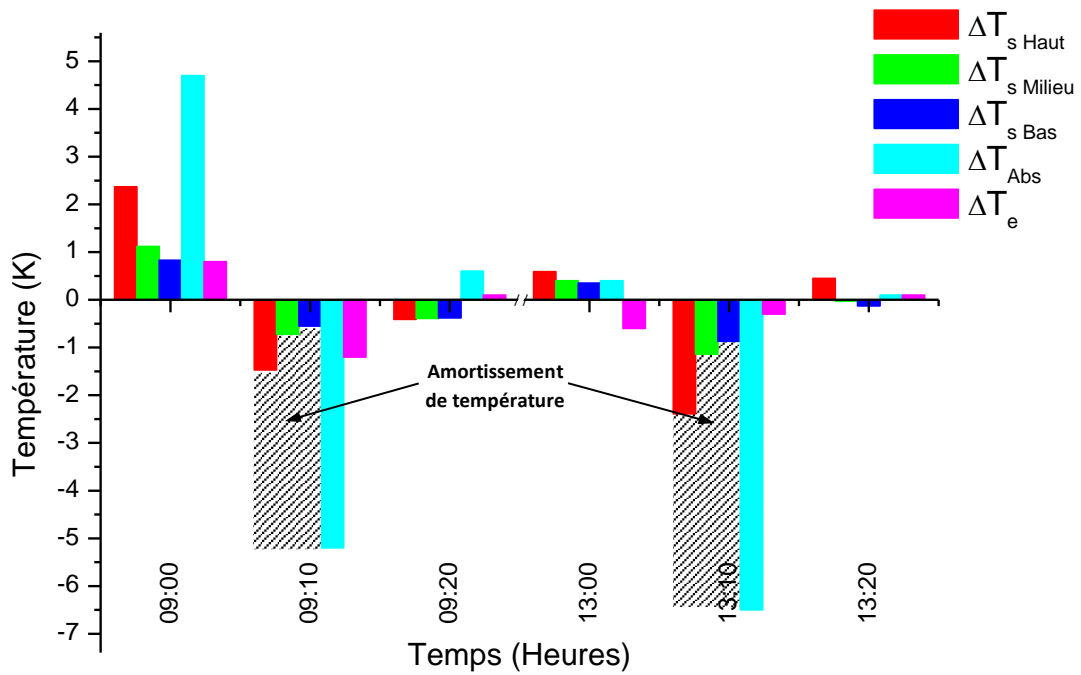


Figure 4.19 : Variation de l'écart de température de sortie et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.02m$ (29 Janvier)

La figure 4.20 montre la variation de la température de sortie des trois configurations ainsi la température de sortie et la température de la plaque absorbante pour une épaisseur $e_{vs}=0.02m$ durant le 23 juin. Les trois configurations (bas, milieu et haut) atteignent des valeurs maximales de 322K, 327K et 345K respectivement à 13^h50. La fluctuation qui apparait dans la courbe de température d'entrée d'eau de l'ordre de 4.6K à 15^h10 est amortie progressivement du bas vers le haut par les valeurs suivantes : 2.15K, 2.26K et 2.42K (voir Fig. 4.21).

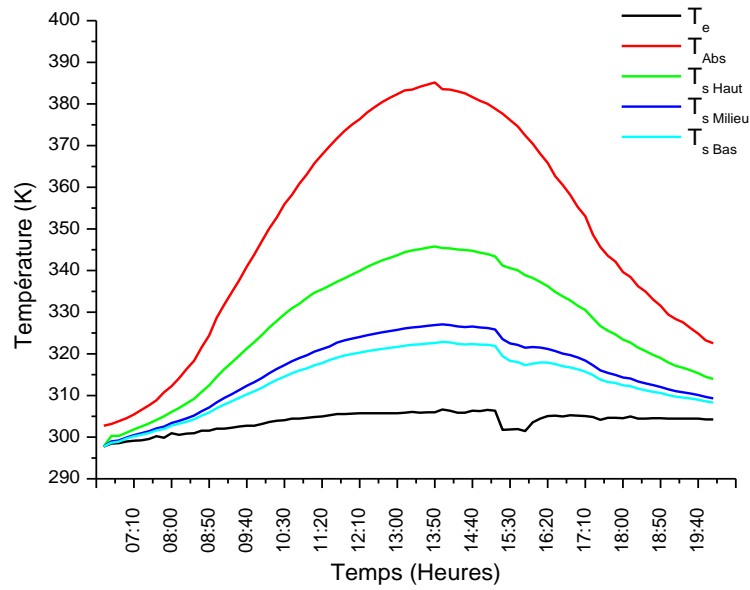


Figure 4.20: Évolution des températures de sortie pour les trois configurations et les températures d'entrée d'eau et de la plaque absorbante pour $e_{vs}=0.02m$ (23 juin)

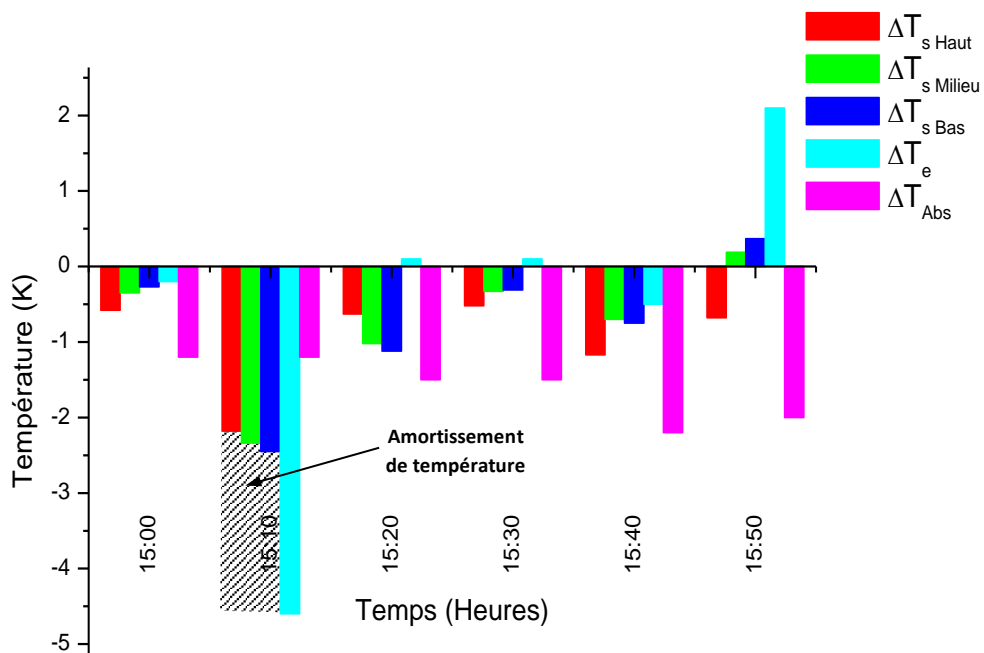


Figure 4.21 : Variation de l'écart de température de sortie et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.02m$ (23 Juin)

4.5.3 Epaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.014m$:

Les figures 4.22 et 4.23 représentent la variation des températures de sortie, entrée et plaque absorbante en fonction du temps durant les deux jours d'essais (29 Janvier et 23 Juin). La courbe de température de sortie à la même allure que la

courbe de la plaque absorbante durant les deux jours d'essais, car, l'ÉcTh est en contact direct avec la plaque absorbante où l'énergie thermique absorbée par la plaque absorbante est directement transmise vers l'ÉcTh. L'évolution de la température de sortie est très sensible, elle ne cesse d'augmenter dès l'apparition du soleil et atteint une valeur maximale 344K à 14^h30 et 360K à 13^h50 durant le 29 Janvier et le 23 Juin respectivement. Le signal thermique émis par la plaque absorbante durant le 29 Janvier à 14^h20 est de l'ordre de 370K, ce dernier est reçu par l'eau à 14h30 avec la valeur de 344K, ce décalage de temps dans la réception du signal est le déphasage qui signifie qu'il y a eu une charge et une décharge thermique de 10minutes.

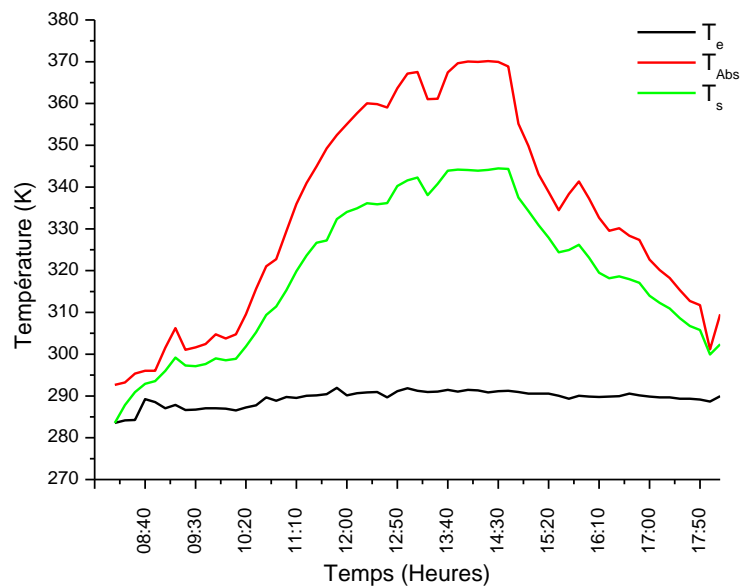


Figure 4.22 : Évolution de la température de sortie pour une épaisseur du volume de stockage pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier)

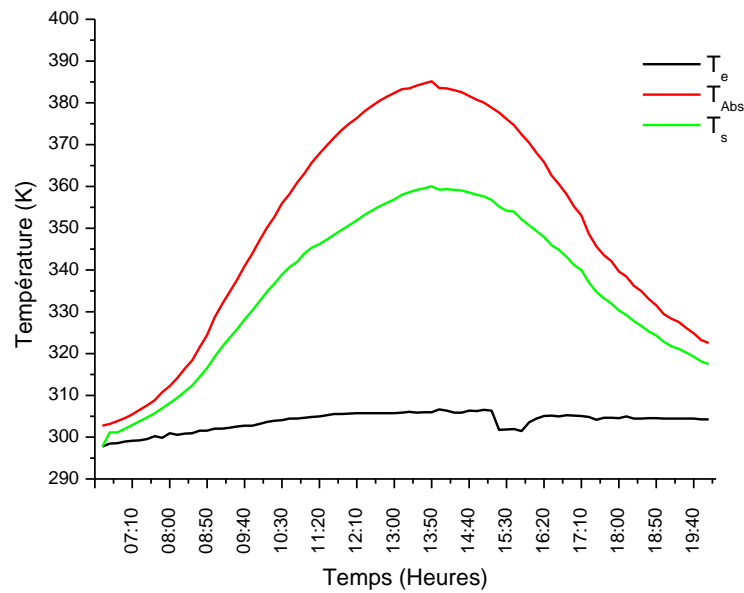


Figure 4.23 : Évolution de la température de sortie pour une épaisseur du volume de stockage pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin)

Dans cette configuration que ce soit l'essai hivernal ou estival, les fluctuations qui apparaissent dans la courbe d'entrée d'eau n'ont aucun effet sur la température de sortie par contre celles qui apparaissent dans la courbe de la plaque absorbante affecte la température de sortie durant la journée hivernal, l'amortissement thermique de ces fluctuations durant cette journée, il est de l'ordre de 4K à 9^h10 et de 2.3K à 13^h10.

L'écart de températures entrée et sortie augmente et diminue avec l'évolution de la température de plaque absorbante, cet écart atteint une valeur maximale de 53K et 54K à 13^h50 durant le 29 Janvier et le 23 Juin respectivement et une valeur de 13K et 12K durant le 29 Janvier et le 23 Juin respectivement au dernier instant de fonctionnement.

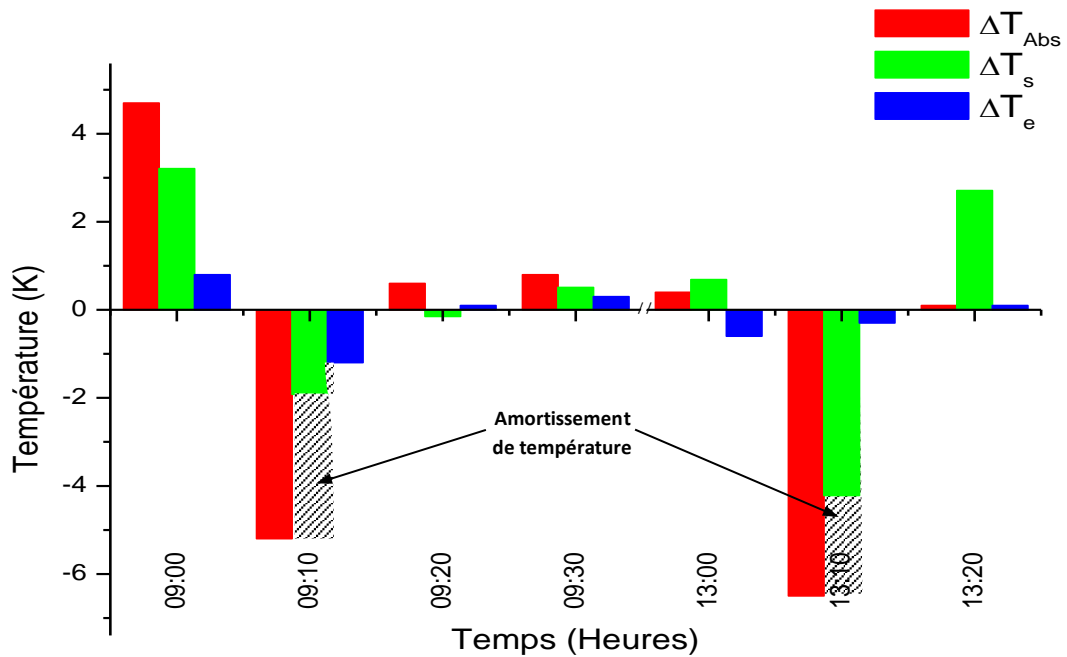


Figure 4.24 : Variation de l'écart de température de sortie numérique et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier)

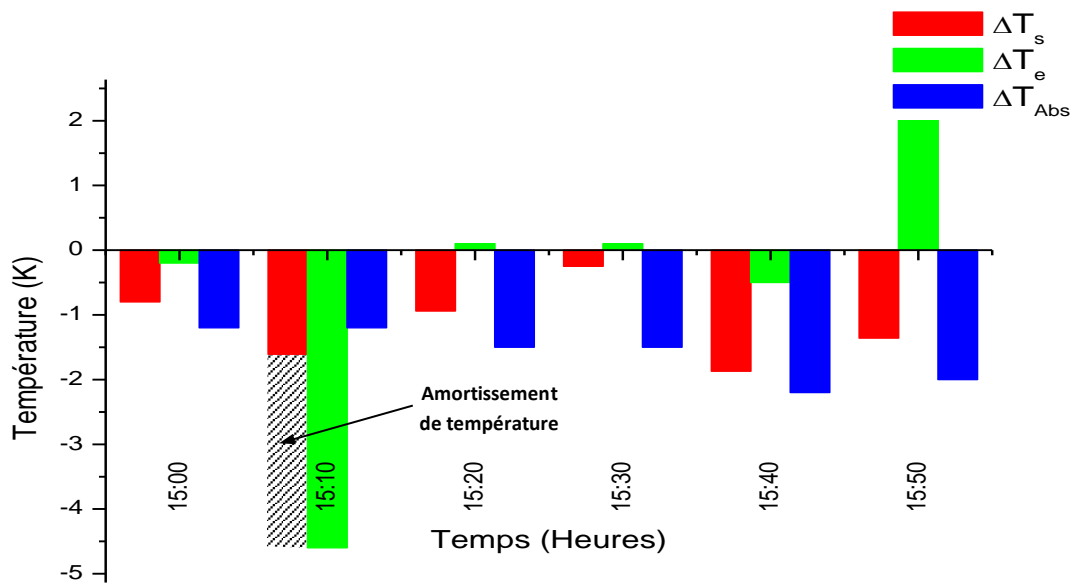


Figure 4.25 : Variation de l'écart de température de sortie numérique et de température de la plaque absorbante pour chaque configuration pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin)

4.6 Effet du non intégration du matériau de stockage « SMS » :

Le choix de simulation sur la configuration qui représente une épaisseur $e_{vs}=0.014m$ a été fondé sur la base des résultats obtenus et qui sont très satisfaisants en qualité de température de sortie et en amortissement thermique, cela durant les

deux jours d'essais. Pour se faire, on a remplacé le sable dans la simulation par l'air dont les propriétés thermophysiques disponibles dans la bibliothèque du logiciel.

La figure 4.26 représente la variation de la température de sortie pour une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.014m$ et sans l'intégration du matériau de stockage durant la journée du 29 Janvier. La température de sortie augmente et diminue avec celle de la plaque absorbante et atteint une valeur maximale de 305K à 13^h50. L'écart de température entrée et sortie est très faible en début et en fin de journée de l'ordre de 1K jusqu'à 8^h50 puis augmente en milieu de journée et atteint une valeur maximale de l'ordre de 14K, ceci est expliqué par la très faible conductivité thermique de l'air qui le rend un bon isolant.

La figure 4.27 montre que les fluctuations thermiques produites par la plaque absorbante d'une valeur de 5K et 6.5K à 9^h10 et 13^h10 qui sont amorties de l'ordre de 4K et 5K respectivement, alors dans ce cas l'amortissement thermique n'a aucun intérêt. Le faible écart de température entrée et sortie est expliquée par le fait que l'air a une très faible conductivité thermique ce qui empêche le transfert thermique autour des tubes de l'ÉcTh sauf au point de contact entre la plaque absorbante et l'ÉcTh.

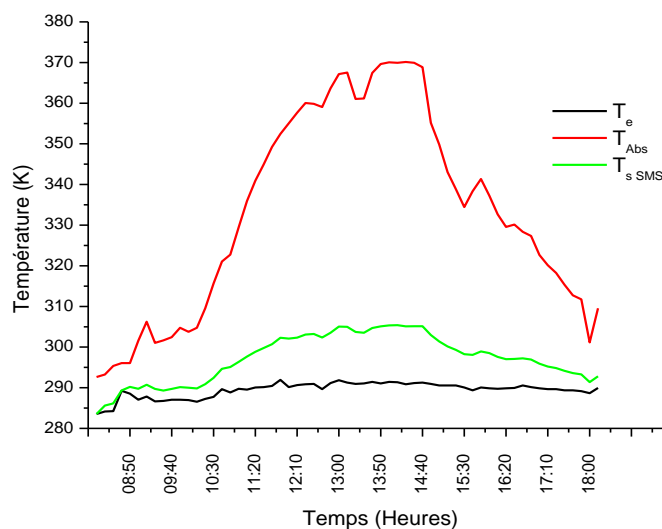


Figure 4.26 : Évolution de la température de sortie sans l'intégration du matériau de stockage « SMS » pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier)

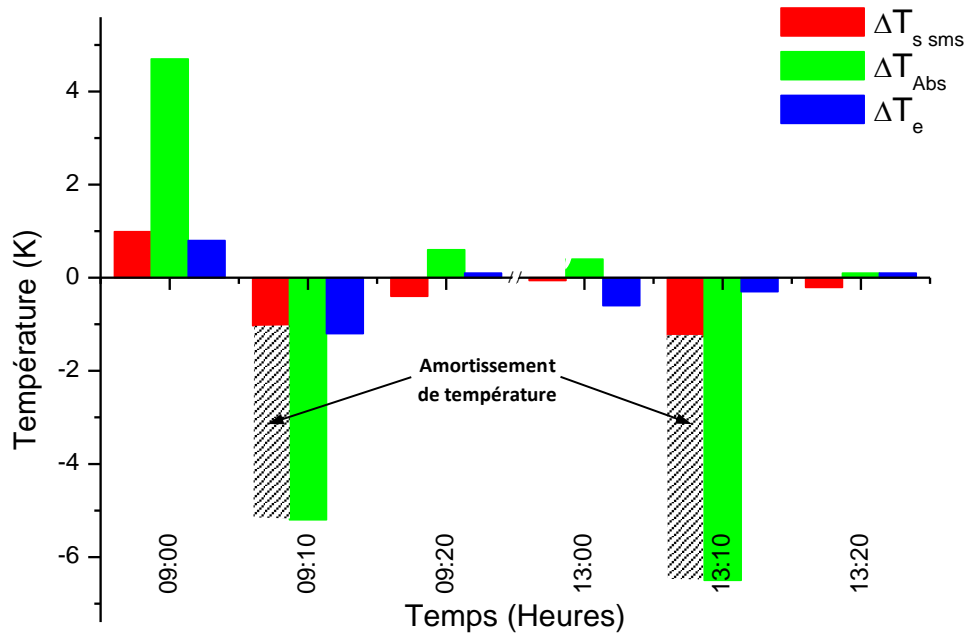


Figure 4.27 : Variation de l'écart des températures du CSTPSSI SMS pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Juin)

Durant la journée du 23 Juin, la température de sortie maximale illustrée dans la figure 4.28 et atteinte par le CSTPSSI et de 320K à 13^h40, l'écart de température est le même à celui du 29 Janvier. La fluctuation thermique qui apparait dans la courbe d'entrée d'eau d'une valeur de 4.5K subit un faible amortissement de l'ordre de 1K.

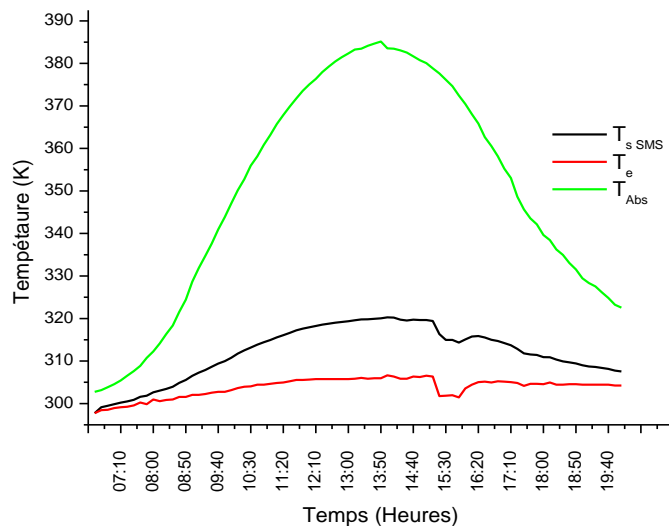


Figure 4.28: Évolution de la température de sortie sans l'intégration du matériau de stockage « SMS » pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin)

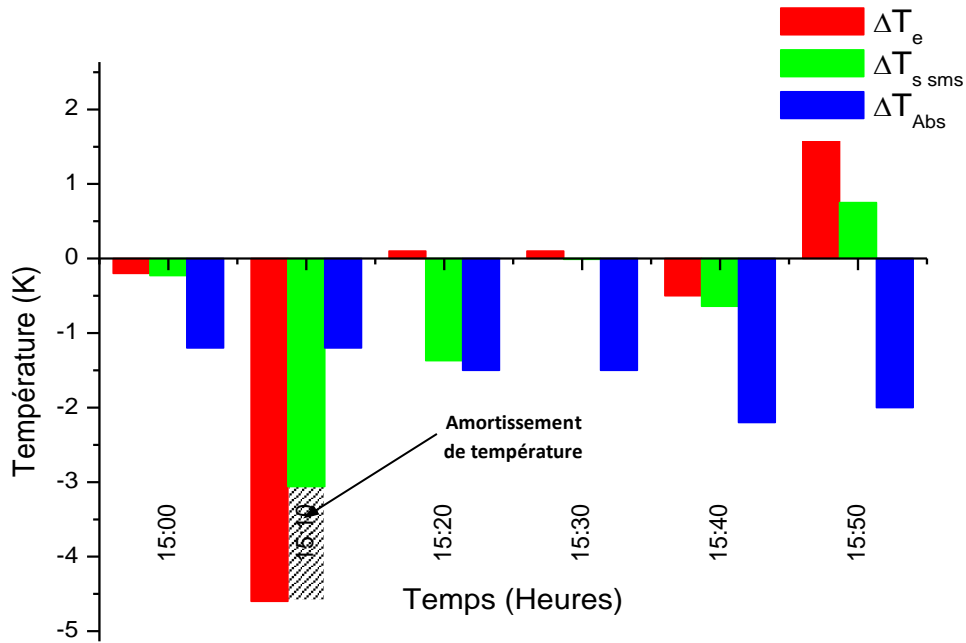


Figure 4.29: Variation de l'écart des températures du CSTPSSI SMS pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin)

4.7 Variation de l'amortissement thermique en fonction de l'espace :

Les figures (4.30), (4.31) et (4.32) représentent respectivement l'effet du positionnement de l'ÉcTh et l'épaisseur du volume de stockage sur l'amortissement de température des trois importantes fluctuations en raison des sollicitations solaire apparues en début de journée à 9^h10, mi-journée et l'après-midi 15^h40 le 29 Janvier et à 15^h10 le 23 Juin. Les figures montrent que l'amortissement de température accroît avec l'augmentation de l'épaisseur du volume de stockage et l'éloignement de l'ÉcTh de la plaque absorbante, il est à noter que les valeurs maximales d'amortissement de l'ordre de 5K à 9^h10, 6.2K à 13^h10et 2.8K à 15^h40 sont calculées une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.025m$ et une profondeur $P=0.011m$, alors que les valeurs minimales sont enregistrés à une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.014m$ dont l'ÉcTh est en une seule position. Dans cette étude paramétrique, l'augmentation de l'épaisseur du volume de stockage implique l'augmentation de la couche de sable entre la plaque absorbante et l'ÉcTh et ceci a un impact direct sur l'augmentation de l'inertie thermique qui agit comme un amortisseur de température dont elle tente de s'opposer à toutes les variations brutales de température [67]. Il s'est avéré aussi, que la couche de sable situé entre la plaque

absorbante et l'ÉcTh stocke une quantité de chaleur et la transmette amortie sans la retarder.

Par contre, la figure (4.33) illustre l'amortissement de température de la fluctuation imposé par la température d'entrée d'eau de la journée du 23 Juin à 15^h10, cette dernière évolue paradoxalement à celui de la journée du 29 Janvier, c. - à-d. que l'amortissement de température augmente avec la diminution de l'épaisseur du volume de stockage ainsi qu'au rapprochement de l'ÉcTh à la plaque absorbante.

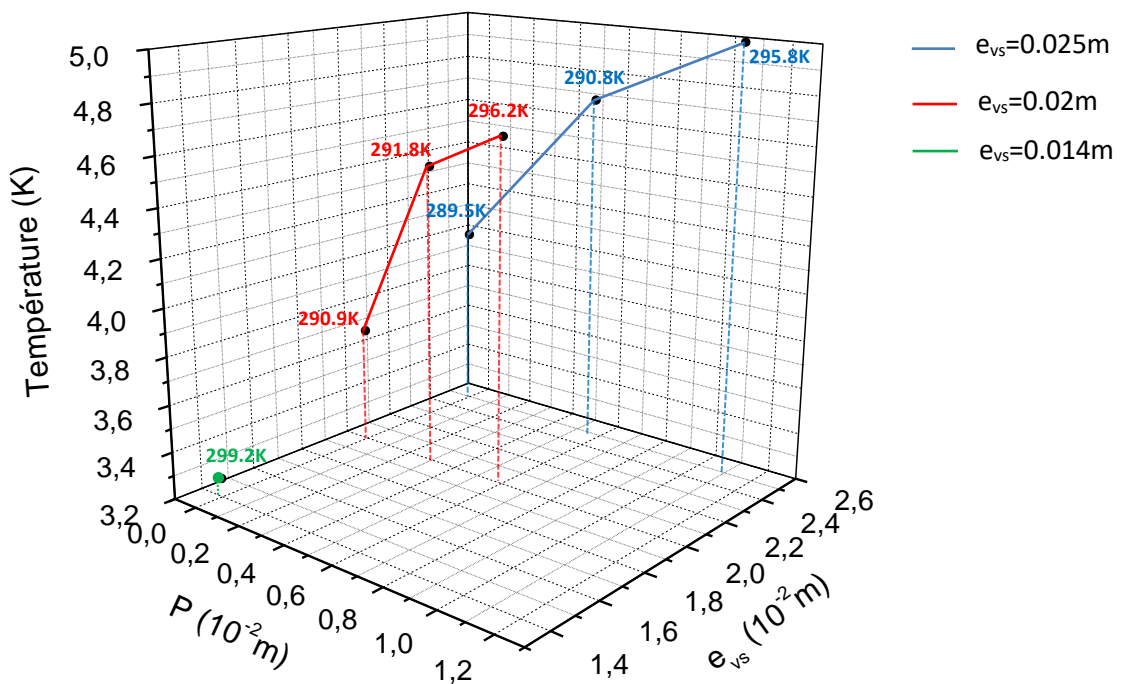


Figure 4.30 : Évolution de l'amortissement de température de sortie (5.2K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 9^h10

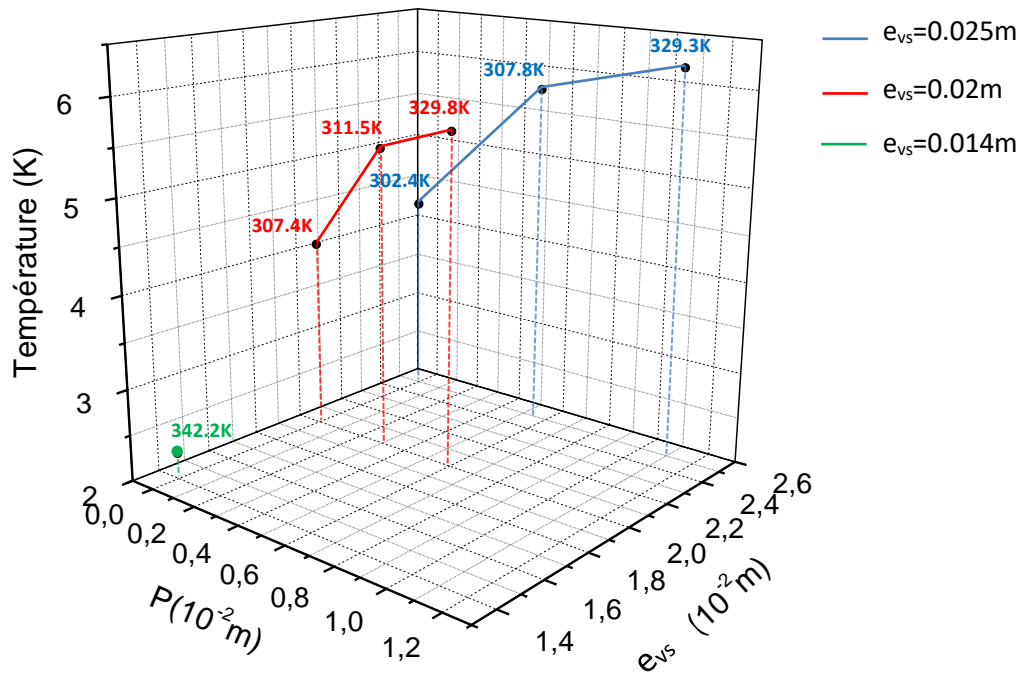


Figure 4.31 : Évolution de l'amortissement de température de sortie (6.5K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 13^h10

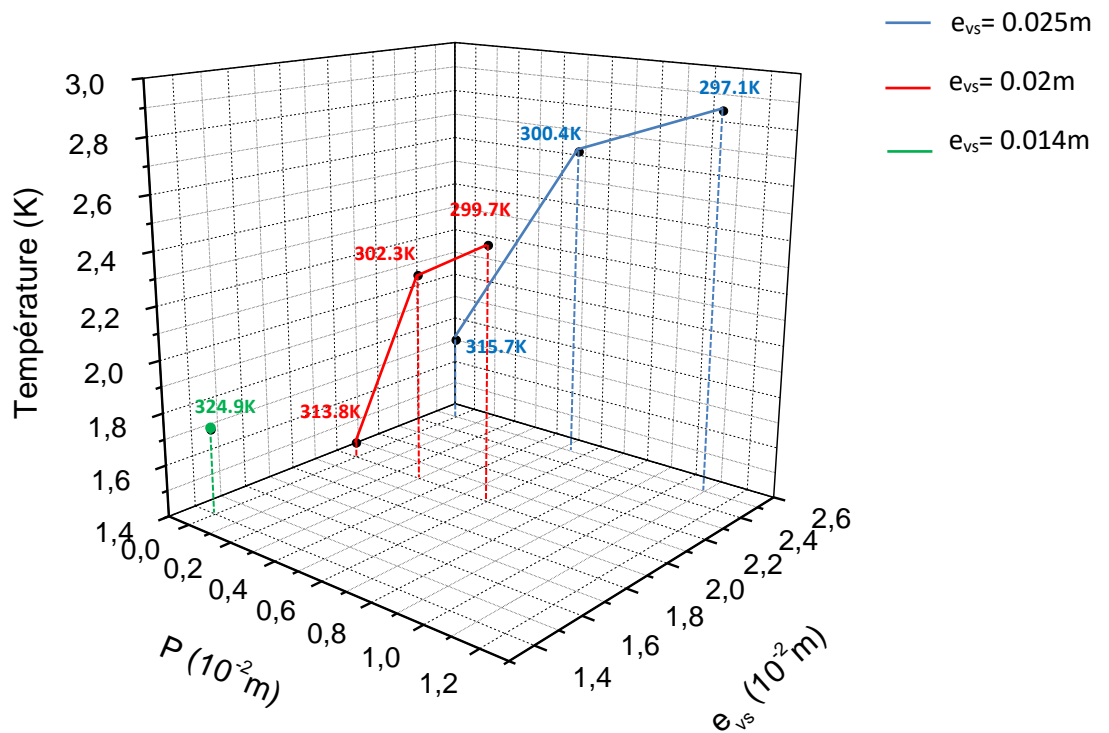


Figure 4.32 : Évolution de l'amortissement de température de sortie (3K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 29 Janvier à 15^h40

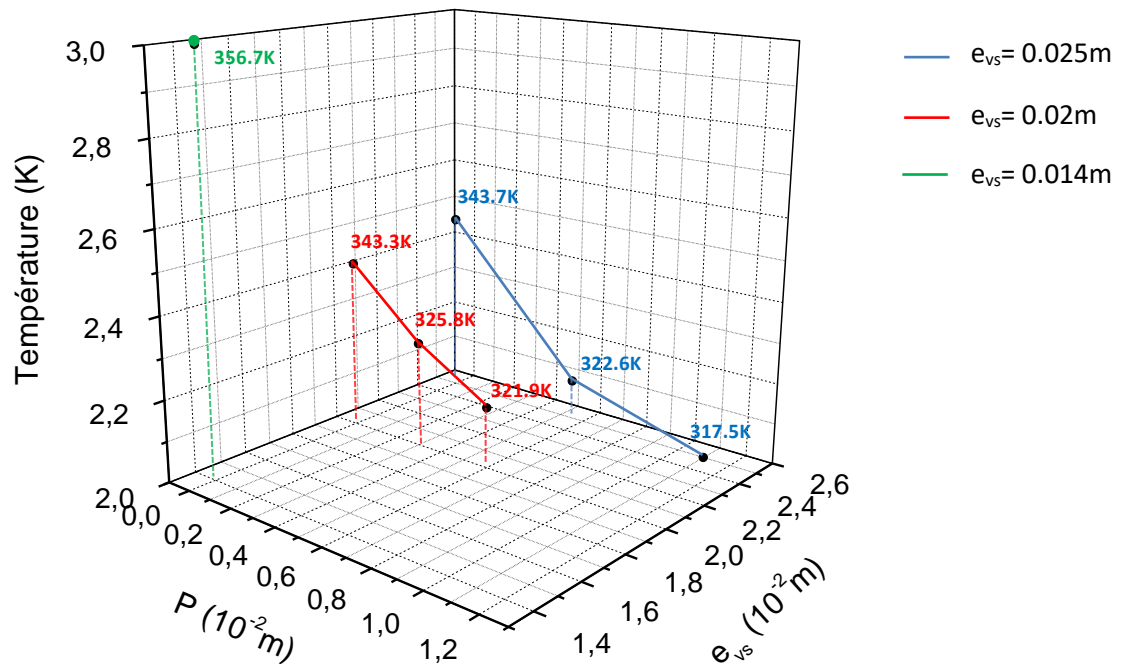


Figure 4.33 : Évolution de l'amortissement de température de sortie (4.6K) en fonction de l'espace pour la fluctuation du 23 Juin à 15h10

4.8 Comparaison entre CSTPSSI avec et sans matériau de stockage:

Les figures 4.34 et 4.35 illustrent une comparaison des températures de sortie avec le sable comme matériau de stockage (AMS) et sans matériau de stockage (SMS) durant les deux jours d'essais. Pour la même configuration, l'intégration du sable dans le CSTPSSI provoque une augmentation de la température de sortie d'une façon significative durant toute la période [66]. Nous observons que la courbe de température de sortie T_{s_SMS} est confondue avec la courbe de température d'entrée d'eau T_e pendant 40minutes (ralentissement de fonctionnement), alors que dans le cas où on utilise le sable, la température de sortie T_{s_AMS} augmente rapidement. En milieu de journée l'écart entre la température de sortie AMS et SMS ne cesse d'augmenter, cette augmentation est de l'ordre de 54% au profit du CSTPSSI AMS, cette augmentation de température est expliquée par la position de l'ÉcTh très élevés entre la plaque absorbante, le sable et tous le périmètre du tube de l'ÉcTh. Le stockage thermique instantané dans le cas AMS s'est illustré par l'amortissement thermique des fluctuations sans affaiblir l'amplitude de température de sortie. En fin de journée, l'écart entre la température de sortie AMS et SMS est de l'ordre de 10K.

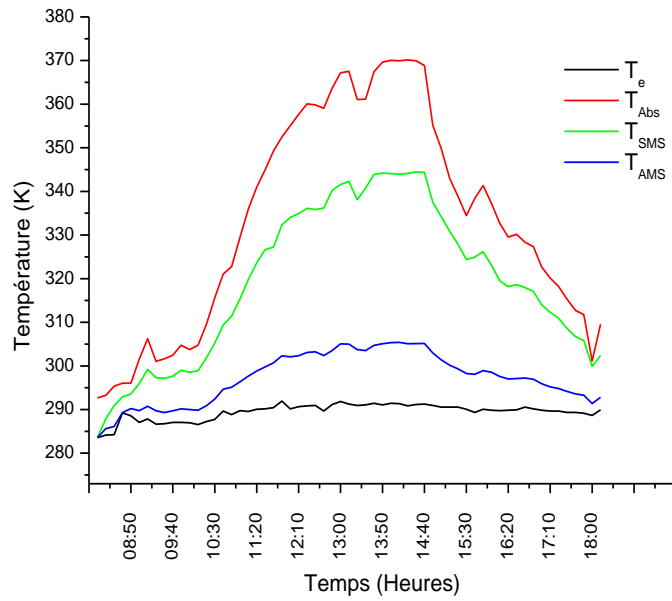


Figure 4.34 : Évolution des températures de sortie du CSTPSSI SMS et AMS pour $e_{vs}=0.014m$ (29 Janvier)

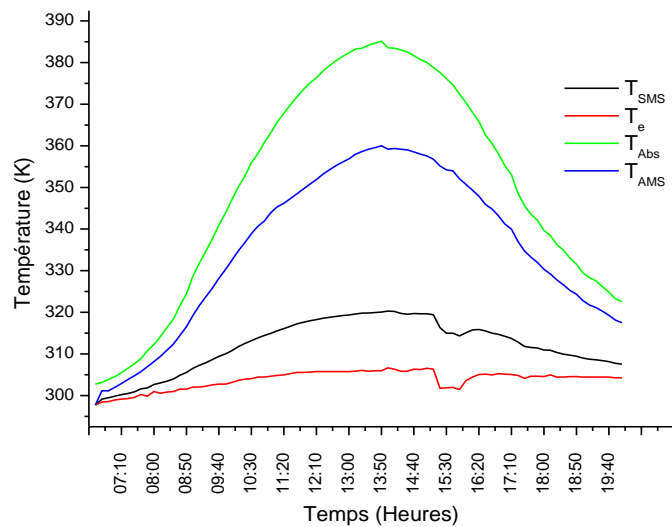


Figure 4.35 : Évolution des températures de sortie du CSTPSSI SMS et AMS pour $e_{vs}=0.014m$ (23 Juin)

4.9 Conclusion :

Les résultats de la simulation en 3D ont permis de bien analyser le comportement thermique et montrer que la modification en terme de dimensions ainsi de matériaux joue un rôle important dans l'efficacité du CSTPSSI, c. -à-d. qu'on a obtenu des températures de sortie très satisfaisantes. Ceci montre l'effet de redimensionnement du volume de stockage et l'intégration du sable dans le capteur solaire thermique plan sur l'augmentation de la température de sortie et sur l'amortissement des fluctuations dues aux passages nuageux à très court terme ainsi qu'aux fluctuations imposées par l'installation même. On a constaté aussi, que la période d'onde thermique dans le sable reste inchangée pour chaque épaisseur du volume de stockage avec les différents positionnements de l'ÉcTh, tandis que son amplitude décroît exponentiellement avec la diminution de l'épaisseur du volume de stockage.

L'augmentation de l'épaisseur du volume de stockage implique l'augmentation de la masse du sable entraînant une augmentation de la quantité de chaleur stockée qui est restituée instantanément lors des fluctuations. Une augmentation significative de la température de sortie de l'ordre de 54% avec l'intégration du sable dans le volume de stockage. La visualisation des contours de température a montré une uniformité de température dans le plan de mesure et une forte dépendance entre le transfert thermique dans le sable et dans l'eau qui est traduit par échange thermique important entre le sable et l'ÉcTh en s'éloignant de la plaque absorbante.

Toutes les configurations présentent des avantages tels que l'amortissement de température et des inconvénients tels qu'une faible température de sortie. Enfin, la configuration retenue est celle avec une épaisseur du volume de stockage égale à 0.014m dont l'ÉcTh est en contact avec la plaque absorbante d'une part et par le fond du volume de stockage d'autre part.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de cette thèse est la contribution à l'étude de faisabilité et d'optimisation d'un système de stockage thermique intégré dans un capteur solaire thermique plan destiné à produire l'eau chaude sanitaire et à stocker de l'énergie solaire, en utilisant le sable fin (dunes) pour des fins écologiques et économiques. Cette étude a été menée par une analyse du comportement thermique de deux systèmes à la fois ; le capteur solaire thermique plan à eau et le système de stockage, et cela à travers une étude expérimentale et numérique.

Dans un premier temps, nous avons rassemblé quelques informations générales sur la captation thermique incluant une démonstration de la chaîne de conversion thermique, puis, les différents types de capteur solaires thermiques. Ensuite nous avons exploré l'état de l'art technologique des différents capteurs solaire thermique à stockage intégré. A l'issue de cette investigation, nous avons constaté que chaque capteur solaire à stockage intégré présente des avantages qui favorisent son utilisation et le rendent adapté aux conditions environnementales spécifiques de son lieu d'implantation (climat, moyens matériels et besoins).

Après l'étude de l'état de l'art, nous avons procédé à la présentation du dispositif expérimental conçu et réalisé localement au niveau de l'atelier de génie mécanique de l'université Ammar Telidji de Laghouat (Algérie). La phase suivante consiste à tester le prototype sous des conditions réelles, cela par la réalisation des essais journaliers (du lever au coucher du soleil) en période hivernale et estivale. Cette phase est clôturée par l'acquisition des températures en différent endroits du prototype ainsi que la température ambiante et la vitesse du vent. Pour les simulations numériques, nous avons présenté le modèle mathématiques 3D sous l'environnement Ansys CFX adoptés pour la simulation du transfert de chaleur dans un capteur solaire à eau avec stockage intégré.

Puis, après une étude de sensibilité au maillage, au pas de temps et au critère de convergence nous avons validé notre modèle numérique.

Les résultats expérimentaux ont permis de déterminer la température de sortie, les profils de la température dans le volume de stockage ainsi que l'estimation de l'énergie stockée dans le sable pour une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.15\text{m}$ et un positionnement de l'échangeur thermique à une profondeur $P=0.05\text{m}$. Ces résultats présentent de très faible écart entre les températures entrée et sortie durant les deux jours d'essais (29 janvier et 23 juin), le stockage thermique été bien présent avec un décalage de temps (déphasage) important en début et en fin de journée mais avec une amplitude très faible. Ceci nous a incités à mener une étude paramétrique pour l'épaisseur du volume de stockage, positionnement de l'échangeur ainsi que l'utilisation du sable ou non. Nous avons mis en évidence que la meilleure température de sortie est obtenue avec une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.014\text{m}$ de l'ordre 92% (344K) et que le meilleur amortissement de température de l'ordre de 95% est obtenu pour la configuration avec une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=0.025\text{m}$ et une profondeur de l'changeur $P=0.011\text{m}$ (bas). En outre, l'utilisation du sable augmente significativement la température de sortie de l'ordre de 40%.

Le capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré d'une épaisseur de volume de stockage $e_{vs}=0.014\text{m}$ se montre satisfaisant du point de vue énergétique. Économiquement, la diminution de l'épaisseur du volume de stockage de 0.15m à 0.014m a conduit à la diminution de la masse du capteur d'environ 90% de son poids initial, ainsi que la diminution des parois latérales entraînant une réduction en termes de couts des matériaux utilisés pour chemisage et l'isolation.

Les perspectives de cette étude sont nombreuses, surtout concernant l'étude numérique, contrairement à l'étude expérimentale où on est obligé de respecter la disponibilité du matériel de conception et des matériaux constituants. De ce fait, le

capteur solaire thermique plan à eau avec un système de stockage intégré mérite une étude supplémentaire pour l'amélioration de la géométrie de l'échangeur thermique afin d'augmenter la surface d'échange thermique et d'éliminer le circulateur, ce dernier va baisser le cout de l'installation. D'ailleurs, une étude sur la durée de stockage par l'ajout d'un matériau avec le sable afin de prolonger la durée de stockage (sans affaiblir l'amplitude thermique tout on augmentant le déphasage).

REFERENCES

- [1] A.J. Duffie, A.W. Beckman. Solar engineering of thermal processes. Third edition. Wiley, 2006.
- [2] Y. Tian, C.Y. Zhao. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Appl. Energy* (2013), 104: 538–553.
- [3] L. Shi, M.Y.L. Chew. A review on sustainable design of renewable energy systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* (2012), 16(1): 192–207.
- [4] C.D. Castro, M. Mediavilla, L.J. Miguel, F. Frechoso. Global solar electric potential: a review of their technical and sustainable limits. *Renew. Sustain. Energy Rev.* (2013), 28: 824–835.
- [5] C.J. Koroneos, E.A. Nanaki. Life cycle environmental impact assessment of a solar water heater. *J. Clean. Prod.* (2012), 37: 154–161.
- [6] REN21, Renewable energy (2010). key facts and figures for decision makers. Global status report. <http://www.ren21.net/gsr> (2010).
- [7] P. Purohit, A. Michaelowa. CDM potential of solar water heating systems in India. *Sol. Energy* (2008), 82: 799–811.
- [8] A.A. Badran, I.A. Yousef, N.K. Joudeh, R.A. Hamad, H. Halawa. Portable solar cooker and waterheater. *Energy Convers. Manag.* (2010), 51: 1605–1609.
- [9] B.S. Reddy. Electrical vssolarwater heater: a case study. *Energy Convers.Manag* (1995), 36(11): 1097–1106.
- [10] S.A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Prog.Energy Combust. Sci.* (2004), 30: 231–295.
- [11] S.A. Kalogirou, S. Panteliou. Thermosyphon solar domestic water heating systems: long term performance prediction using artificial neural networks. *Sol. Energy* (2000), 69(2): 163–174.
- [12] A.L. Biau, M.A. Bernier. Achieving total domestic hot water production with renewable energy. *Build. Environ.* (2008), 43: 651–660.
- [13] S. Kalogirou. Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system. *Renew. Energy* (1997), 12(2): 179–192.

- [14] R. Battisti, A. Corrado. Environmental assessment of solar thermal collectors with integrated water storage. *J. Clean. Prod.* (2005), 13: 1295–1300.
- [15] A. I. Leino. Desert Sand for Efficient Solar Thermal Energy Storage. <https://www.cleantechconcepts.com/2016/01/masdar-institute-desert-sand-for-efficient-solar-thermal-energy-storage/>
- [16] D. Schlipf, P. Schicktanz, H. Maier, G. Schneider. Using Sand and other Small Grained Materials as Heat Storage Medium in a Packed Bed HTTESS. *Energy Procedia* (2015), 69: 1029–1038.
- [17] M. Diago, A.C. Iniesta, T. Delclos, T. Shamim, N. Clavet. Characterization of Desert Sand for its Feasible use as Thermal Energy Storage Medium. *Energy Procedia* (2015), 75: 2113-2118.
- [18] M. Latti, S. Boughali, H. Bouguettaia, D. Mennouche, D. Bechki. Experimental study on flat plate air solar collector using a thin sand layer. *AIP Conference Proceedings* (2016), 1758, 030018.
- [19] M. Kappelle. WMO Statement on the State of the Global Climate in 2019, WMO-No. 1248, March 2020, DOI: 10.13140/RG.2.2.13705.19046
- [20] M. Kaltschmitt, W. Streicher, A. Wiese, "Renewable Energy Technology, and Environment Economics", Springer, (2007).
- [21] F. Zuccari, A. Santiageli, F. Orecchini. Energy analysis of swimming pools for sports activities: cost effective solutions for efficiency improvement. *Energy Procedia* (2017), 126: 123-130.
- [22] A. Joffre. Énergie solaire thermique dans le bâtiment. Chauffe-eau solaires. Base documentaire: Thermique et conditionnement de l'air dans le bâtiment, Techniques de l'Ingénieur, (2004).
- [23] M. Smyth, P.C. Eames, B. Norton. Integrated collector storage solar water heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (2006), 10: 503-538.
- [24] T. Letz, X. Cholin. Intégrer le solaire thermique dans le bâtiment. Institut National de l'Énergie Solaire, Paris, p.58, (2007).
- [25] <http://www.gov.mb.ca/iem/energy/initiatives/pdf/solarheating.pdf>. 2011

- [26] SA. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* (2004), 30: 231-295.
- [27] V. Kumar, R.L Shrivastava, S.P. Untawale. Fresnel lens: A promising alternative of reflectors in concentrated solar power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2015), 44: 376–390.
- [28] M., Zarza. *Concentrating Solar Thermal Power. A Comprehensive Guide to Solar Energy Systems Edition* (2018).
- [29] M. Saif-Ul-Rehman. Prospects and limitations of solar energy utilization in developing countries. *Sol Energy* (1967), 11: 98–108.
- [30] A. Goetzberger, M.Rommel. Prospects for integrated storage collector systems in Central Europe. *Sol Energy* (1987), 39: 211–219.
- [31]Thèse : Conception et optimisation d'un capteur solaire thermique innovant adapte à la rénovation énergétique grâce à l'intégration du stockage.
- [32] Kemp, C. M.: US Patent 451384 (1891).
- [33] F.Walker. Combined solar and artificial heat water heater. US Patent (1903), 735321.
- [34] C. L. Haskell. Solar heater. US Patent (1907), 842658.
- [35] K.P.Gertzos, Y.G. Caouris, T. Panidis. Optimal design and placement of serpentine heat exchangers for indirect heat withdrawal, inside flat plate integrated collector storage solar water heaters (ICSSWH). *Renew. Energy* (2010), 35: 1741–1750.
- [36] K.P. Gertzos, Y.G. Caouris. Experimental and computational study of the developed flow field in a flat plate integrated collector storage (ICS) solar device with recirculation. *Exp. Therm. Fluid Sci.* (2007), 31: 1133–1145.
- [37] M. AL-Khaffajy, R. Mossad. Optimization of the heat exchanger in a flat plate indirect heating integrated collector storage solar water heating system. *Renew. Energy* (2013), 57: 413–421.
- [38] A.J.N. Khalifa, R.A.A. Jabbar. Conventional versus storage domestic solar hot water systems: a comparative performance study. *Energy Convers.Manag.* (2010), 51: 265–270.

- [39] D. Borello, A. Corsini, G. Delibra, S. Evangelisti, A. Micangeli. Experimental and computational investigation of a new solar integrated collector storage system. *Appl. Energy* (2012), 97: 982–989.
- [40] Y. Taheri, B.M. Ziapour, K. Alimardani. Study of an efficient compact solar water heater. *Energy Convers.Manag.* (2013), 70: 187–193.
- [41] K.P. Gertzos, Y.G. Caouris. Optimal arrangement of structural and functional parts in a flat plate integrated collector storage solar water heater (ICSSWH). *Exp. Therm. Fluid Sci.* (2008), 32: 1105–1117.
- [42] M. Hazami, S. Kooli, M. Lazaar, A. Farhat, A. Belghith. Performance of a solar storage collector. *Desalination* (2005), 183: 167–172.
- [43] K. Sopian, M. Syahri, S. Abdullah, M.Y. Othman, B. Yatim. Performance of a non-metallic unglazed solar water heater with integrated storage system. *Renew. Energy* (2004), 29: 1421–1430.
- [44] H.P. Garg. Year round performance studies on a built-in storage type solar water heater at Jodhpur, India. *Sol. Energy* (1975), 17(3): 167–172.
- [45] R. Kumar, M.A. Rosen. Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface. *Appl. Therm. Eng.* (2010), 30: 1764–1768.
- [46] R. Kumar, M.A. Rosen. Integrated collector-storage solar water heater with extended storage unit. *Appl. Therm. Eng.* (2011), 31: 348–354.
- [47] H.K. Saleh. Thermal Performance of a domestic solarwater heater. *Raf. J. Sci.* (2012), 23(1): 137–143.
- [48] M.S. Mohsen, A. Al-Ghandoor, I. Al-Hinti. Thermal analysis of compact solar water heater under local climatic conditions. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* (2009), 36: 962–968.
- [49] M.S. Mohsen, B.A. Akash. On integrated solar water heating system. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* (2002), 29: 135–140.

- [50] C. Dharuman, J.H. Arakeri, K. Srinivasan. Performance evaluation of an integrated solar water heater as an option for building energy conservation. *Energy Build.* (2006), 38: 214–219.
- [51] S.C. Kaushik, R. Kumar, H.P. Garg, J. Prakash. Transient analysis of a triangular built-in-storage solar water heater under winter conditions. *Heat Recovery Syst. CHP* (1994), 14(4): 337–341.
- [52] J.M.S. Cruz, G.P. Hammond, A.J.P.S. Reis. Thermal performance of a trapezoidal-shaped solar collector/energy store. *Appl. Energy* (2002), 73: 195–212.
- [53] Y. Jannot, *Thermique solaire*, (2007) : p.84.
- [54] A.T. Benhouia, M. Teggat, A. Benchatti. Effect of sand as thermal damper integrated in flat plate water solar thermal collector. *International Journal of Heat and Technology* . (2018), 36(1): 21-25.
- [55] E.Y. Setyawan, A. Kurniawan, F. Rahmadianto, R.A.M. Napitupulu, P. Siagian. Flat Plate Type Solar Collector Performance Using Double Thermal Insulation. 2nd TICATE 2019 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 852 (2020): 012044.
- [56] J. A. Duffie, W. A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, (1991): p.913.
- [57] I. Dincer, M.A. Rosen. *Thermal energy storage systems and applications*, Second edition, University of Ontario Institute of Technology, Canada, (2011): p.595.
- [58] J.F. Sacadura. *Initiation aux transferts thermiques*. Lavoisier, Paris, (1980) : p.445.
- [59] ANSYS. *ANSYS CFX – Solver Theory Guide*. Release 12.0, edition (2009).
- [60] G.O.G. Löf and R.W. Hawley. Unsteady-state heat transfer between air and loose solids. *Industrial and Engineering Chemistry* 1948: 1061-1072.
- [61] ANSYS, *ANSYS CFX Introduction*, ANSYS Inc., 2017
- [62] H.S. Santanaa, A.G.P. da Silvaa, M.G.M. Lopesa, A.C. Rodriguesa, O.P. Tarantoa J.L. Silva Jr. Computational methodology for the development of microdevices and microreactors with ANSYS CFX. *MethodsX*. (2020), 7: 100765.

- [63] J. M. P. S. Lizarraga and A. Picallo-Perez. Exergy Analysis and Thermoconomics of Buildings. Eddition 2020.
- [64] SN. Agbo, E.C. Okoroigwe. Analysis of thermal losses in a flat plate collector of a thermo siphon solar water heater. Res J Phys (2007), 1: 37–45.
- [65] MK. Bhatt, SN. Gaderia, SA. Channiwala. Experimental investigations on top loss coefficients of solar flat plate collector at different tilt angle. World Acad Sci Eng Technol (2009), 79: 432–436.
- [66] M. Hamed, A. Fallah, A. BenBrahim, Numerical analysis of an integrated storage solar heater. International Journal of Hydrogen Energy. (2017), 42(13): 8721-8732.
- [67] F. Munaretto, Étude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments. Thèse, École nationale supérieure des mines de Paris, (2014), p.305.

ANNEXES

Généralités sur les transferts thermiques [53] [56] [67] :

A.1 Flux de chaleur transmis par conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

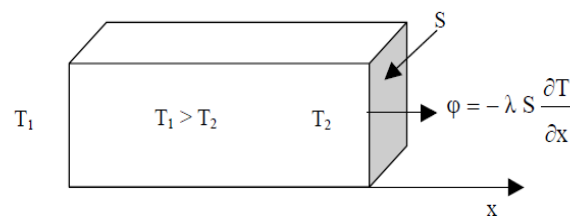


Figure A.1 : Schéma de transfert de chaleur conductif

$$\Phi = \lambda A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{A.1})$$

A.2 Flux de chaleur transmis par convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

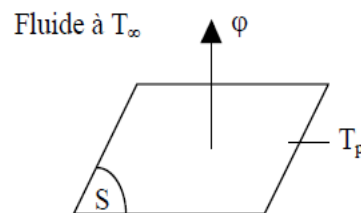


Figure A.2 : Schéma du transfert thermique convectif

$$\Phi = hA(T_p - T_\infty) \quad (\text{A.2})$$

A.3 Flux de chaleur transmis par rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas nous avons la relation :

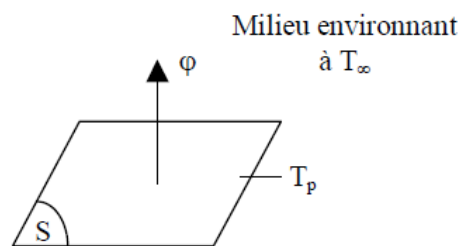


Figure A.3 : Schéma du transfert de chaleur radiatif

$$\Phi = \sigma \varepsilon_p A (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{A.3})$$

A.4 Bilan thermique global d'un capteur solaire thermique plan :

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$\Phi_{ab} = \Phi_{st} + \Phi_u + \Phi_p \quad (\text{A.4})$$

D'où : Φ_{ab} : Flux solaire absorbé,

Φ_p : Flux perdu par la paroi absorbante,

Φ_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur,

Φ_{st} : Flux stocké dans le capteur qui s'écrit.

La puissance stockée par le capteur s'écrit :

$$\Phi_{st} = \sum_{i=1}^n m_i c_{p_i} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A.5})$$

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\Phi_{ab} = \tau_v \alpha_p A H_t \quad (\text{A.6})$$

D'où : α_p : Coefficient d'absorption de la paroi absorbante par rapport au rayonnement solaire,

τ_v : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.

Dans le cas où le fluide caloporteur ne subit pas de changement d'état, le flux utile s'écrit :

$$\Phi_u = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (\text{A.7})$$

Les déperditions thermiques du capteur sont mises sous la forme [56]:

$$\Phi_p = A U_{\text{total}}(T_{\text{pm}} - T_a) = A(U_{\text{ar}} + U_{\text{av}} + U_l)(T_{\text{pm}} - T_{\text{amb}}) \quad (\text{A.8})$$

Avec :

$$U_{\text{ar}} = \frac{\lambda_i}{e_i} \quad (\text{A.9})$$

$$U_l = \frac{\lambda_l A_l}{e_l A_{\text{cap}}} \quad (\text{A.10})$$

D'où : U_{ar} : le coefficient des pertes arrière ;

U_l : le coefficient des pertes latérales ;

A_l : surface des parois latérales ;

A_{cap} : surface du capteur solaire ;

λ_l : conductivité thermique de l'isolation latérale ;

e_l : épaisseur de l'isolation latérale.

Une équation empirique pour U_{av} a été développée par Klein (1979) en suivant la procédure de base de Hottel et Woertz (1942) et Klein (1975). Cette relation correspond aux températures moyennes de la plaque absorbante varies entre la température ambiante et 200 °C [56][68].

$$U_{av} = \left(\frac{N}{\frac{c}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm}-T_a)}{(N+f)} \right]^e + \frac{1}{h_v}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm}+T_a)(T_{pm}^2+T_a^2)}{(\varepsilon_p+0,00591 N h_v)^{-1} + \frac{2N+f-1+0,133\varepsilon_p-N}{\varepsilon_v}} \quad (A.11)$$

Avec :

$$f = (1+0,089h_v-0,1166h_v\varepsilon_p)(1+0,07866N) \quad (A.12)$$

$$C=520(1-0,000051\beta^2) \text{ pour : } 0^\circ < \beta < 70^\circ, 70^\circ < \beta < 90^\circ \quad (A.13)$$

$$e=0,430 \left(1 - \frac{100}{T_{pm}} \right) \quad (A.14)$$

$$T_{pm} = \frac{3T_s+T_e}{4} + \Delta T \quad (A.15)$$

D'où : U_{total} : Coefficient des pertes total

T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante,

ΔT : Ecart de température entre le fluide et plaque absorbante.

A.5 Rendements d'un capteur solaire :

Les rendements d'un capteur sont définis par rapport au flux solaire incident de la manière suivante :

$$\eta = \frac{\Phi_u}{H_t A} \quad (A.16)$$

B.1 Configuration du modèle sur CFX :

Pour commencer, il faut tout d'abord sauvegarder le modèle du maillage généré sous le format "cldb" accepté par CFX. Le fichier ainsi sauvegardé est importé par CFX.

Une fois le fichier est importé par CFX-pre, on procédera à la configuration du modèle pour le solveur. Les étapes à suivre sont les suivantes:

1. Dans la menu **Outline > Simulation > Flow analysis** :

- On choisit l'option régime transitoire dans **<Analysis type>** ;
- On introduit la durée du temps total (du coucher au lever du soleil, 36000s pour le 29 Janvier et 48600s pour le 23 Juin) dans **<Time duration>** ;
- On introduit le pas de temps ($\Delta t=300s$) dans **<Time steps>** ;
- On introduit le temps initial ($t=0s$) dans **<Initial time>**.

2. Créer les domaines appropriés pour chaque matériau à partir du menu (barre d'outils) **Insert** et leur attribuer des noms (nomenclature des domaines) comme suit :

- **Insert > Domain1= Eau > Basic settings**: localiser le domaine sur la géométrie dans **<Location>** puis sélectionner le type du domaine (fluide) dans **<Domain type>**, choisir la matière; eau dans **<Material library>**, puis introduire la pression ambiante (101325 Pa) dans **<Reference pressure>**.
- **Insert > Domain1= Eau > Fluid models**: choisir l'option ; énergie thermique dans **<Heat transfer>** avec écoulement laminaire dans **<Turbulence>**
- **Insert > Domain1= Eau > Initialization**: inclure la température d'entrée d'eau mesurée à l'instant $t=0s$ par rapport à chaque

journée dans <Temperature> et prendre en compte que la vitesse à $t=0s$ est nulle dans <Cartesian velocity components>.

- **Insert > Domain 2 = Tube > Basic settings:** localiser le domaine sur la géométrie puis sélectionner le type du domaine (solide) dans <Domain type>, choisir la matière ; cuivre dans <Material library>.
- **Insert > Domain 2 = Tube > Solid models:** choisir l'option ; énergie thermique dans <Heat transfer >.
- **Insert > Domain 2 = Tube > Initialization:** inclure la température du tube mesurée au point "4" à $t=0s$ par rapport à chaque journée dans <Temperature>.
- **Insert > Domain 3 = Matière > Basic settings:** localiser le domaine sur la géométrie puis sélectionner le type du domaine (solide dans le cas du sable) dans <Domain type>, introduire les propriétés physiques du sable dans la bibliothèque <Insert > **Material**>.
- **Insert > Domain 3 = Matière > Solid models:** choisir l'option ; énergie thermique dans <Heat transfer>.
- **Insert > Domain 3 = Matière > Initialization >** inclure la température de la plaque absorbante à $t=0s$ par rapport à chaque journée dans <Temperature>.

3. L'étape suivante consiste à établir les conditions aux limites

<Boundary> à partir du menu et cela pour chaque domaine créé :

- **Insert > Boundary 1 > Basic settings:** localiser sur la géométrie une région (entrée du tube) sur laquelle on applique les conditions aux limites, dans <Location>.
- **Insert > Boundary 1 > Boundary details:** définir le régime d'écoulement comme subsonique dans <Flow regime> en suite,

introduire le débit massique ($\dot{m}=0.0061$ kg/s) dans <**Mass and momentum**> .La température d'entrée d'eau mesurée est introduite par une expression (l'expression égale à une fonction écrite sous forme tabulaire) dans <**Heat transfer**>.

- **Insert > Boundary 2 > Basic settings**: localiser la sortie du tube sur la géométrie dans <**Location**>.
- **Insert > Boundary 2 > Boundary details**: on garde les mêmes conditions aux limites appliquées au **Boundary 1** sauf que la température de sortie d'eau ne figure pas, car cette dernière est le résultat final des calculs.
- **Insert > Boundary 3 > Basic settings**: localiser les parois latérales et la paroi inférieure du capteur sur la géométrie dans <**Location**>.
- **Insert > Boundary 3 > Boundary details**: définir les parois localisées comme parois adiabatiques (représente l'isolation).
- **Insert > Boundary 4 > Basic settings**: localiser la paroi qui représente la plaque absorbante du capteur sur la géométrie.
- **Insert > Boundary 4 > Boundary details**: introduire la température de la plaque absorbante mesurée durant les deux essais par une expression (l'expression égale à une fonction écrite sous forme tabulaire) dans <**Heat transfer**>.

4. créer les interfaces entre les domaines :

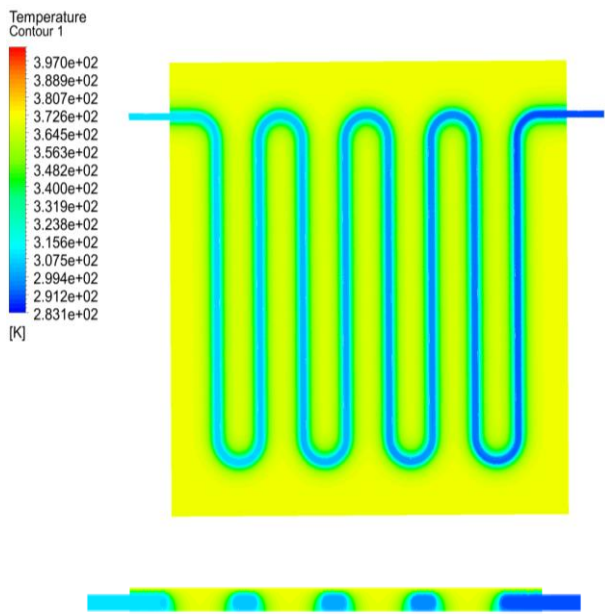
- **Insert > Domain interface 1 > Basic settings**: choisir fluide-solide dans <**Interface type**>, fluide-tube représente l'interface entre l'eau et la face intérieure du tube. Générer une connexion entre l'eau et la face intérieure du tube dans <**General connexion**>.
- **Insert > Domain interface 2 > Basic settings**: choisir solide-solide dans <**Interface type**>, tube-matière représente l'interface entre la face extérieure du tube et la matière. Générer une connexion

entre la face extérieure du tube et la matière dans <**General connexion**>.

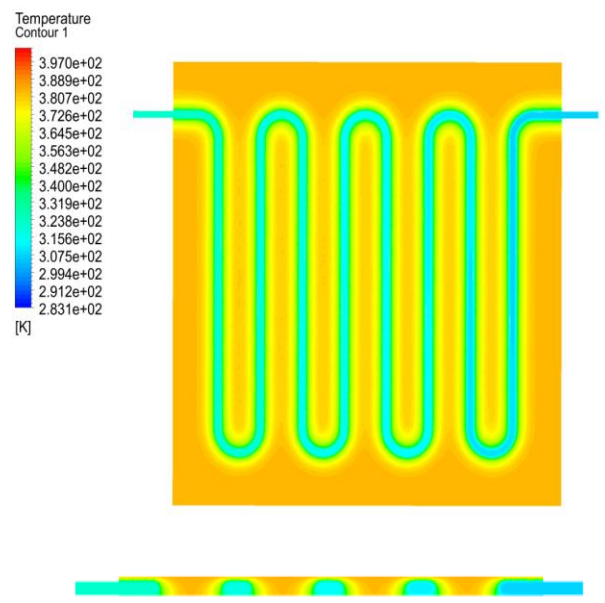
5. Solveur

Dans le menu **Outline > Simulation > Solver > Output control > Trn results**:
introduire le pas de temps du résultat ($\Delta t=300s$) dans <Output frequency>.

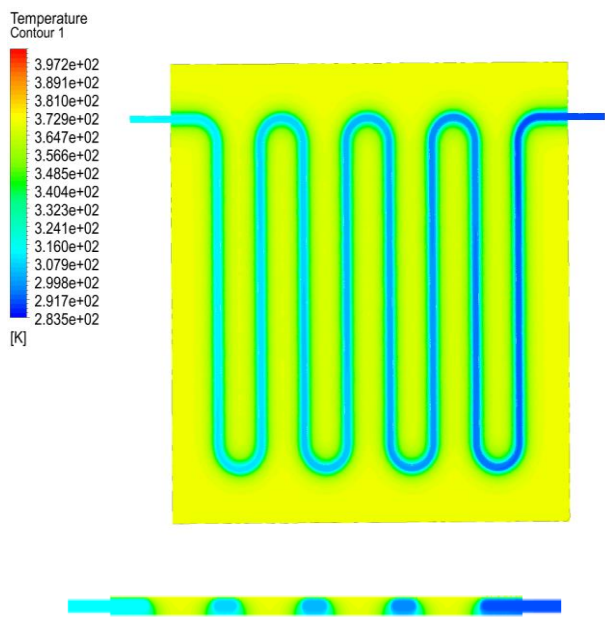
C. 1 Comparaison des profils de température :



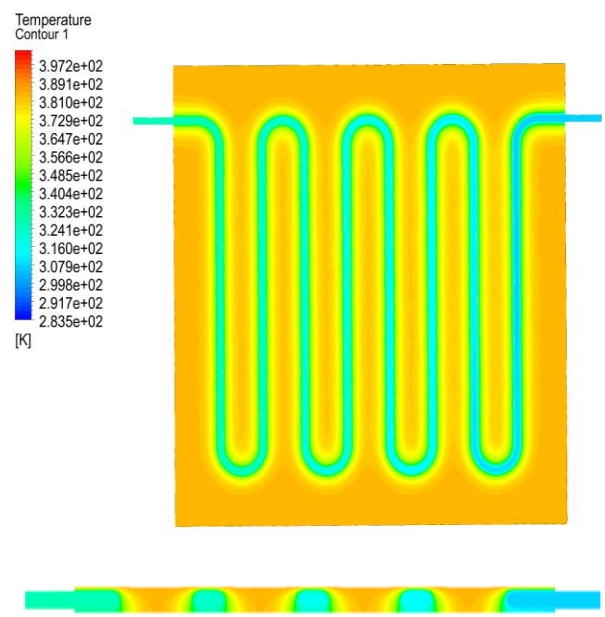
Bas-14^h20-29 janvier



Bas-13^h50-23 juin



Milieu-14^h20-29 janvier



Milieu-13^h50-23 juin

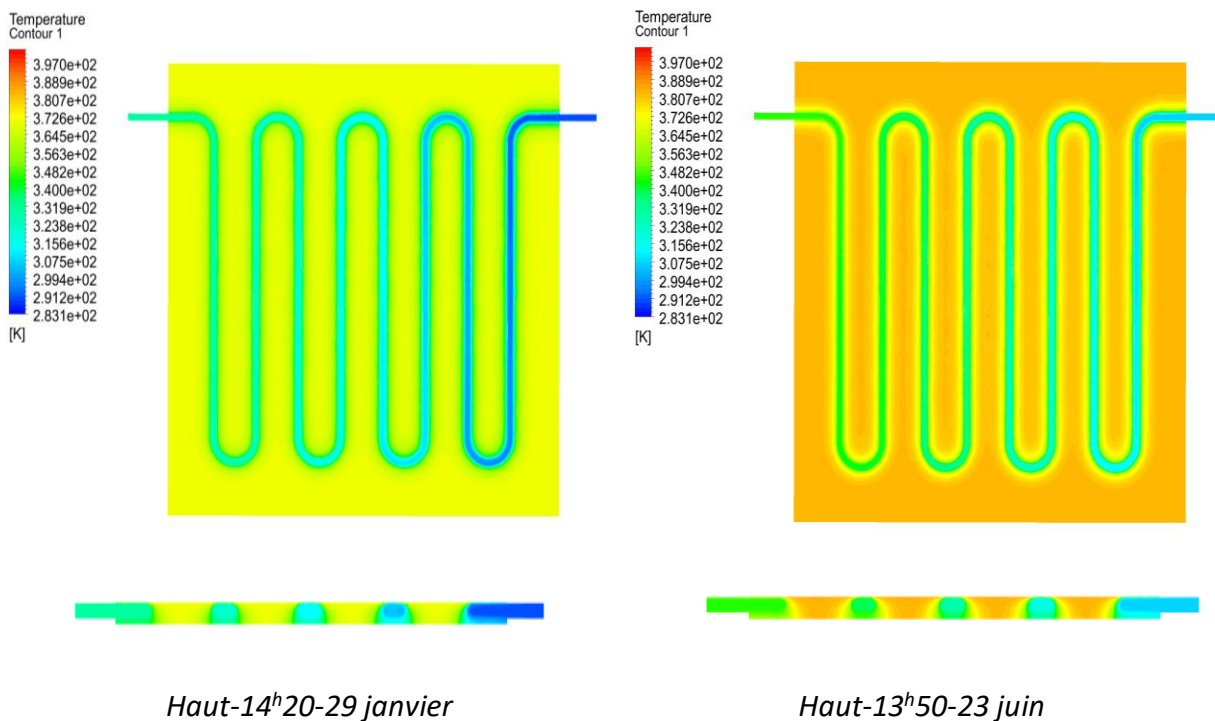


Figure C.1: Contours de température dans le plan transversal et longitudinal du capteur durant 29 Janvier et 23 Juin ($e_{vs}=2\text{cm}$)

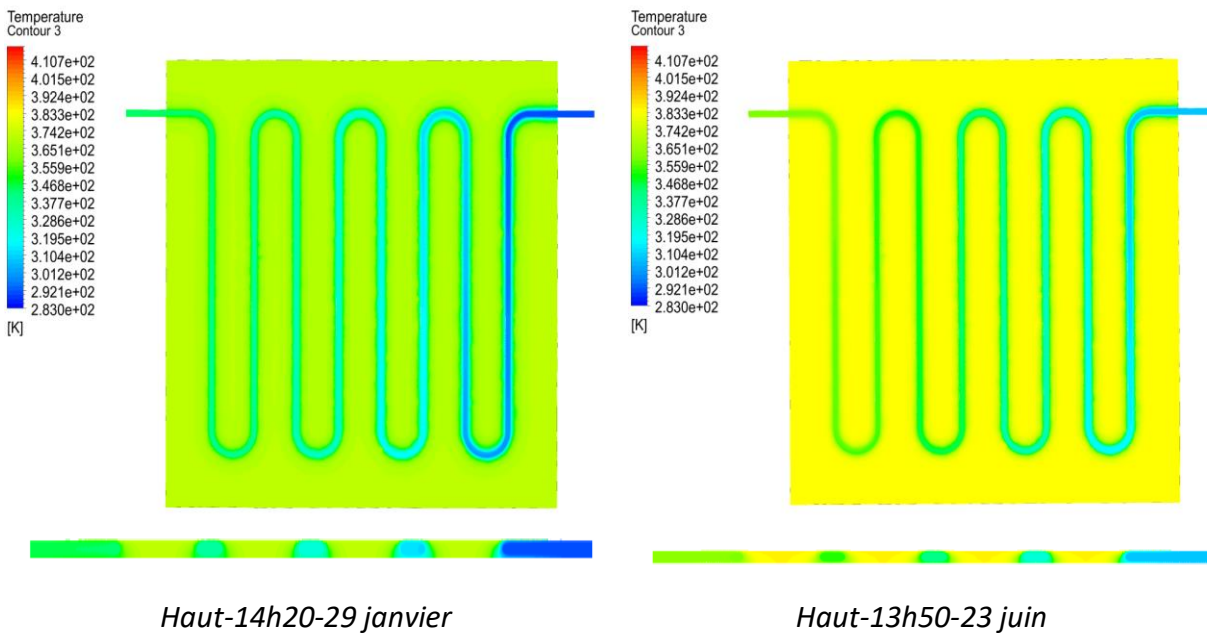


Figure C.2 : Contours de température dans le plan transversal et longitudinal du capteur pour une épaisseur du volume de stockage $e_{vs}=1.4\text{cm}$