

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 8 Mai 1945 Guelma



Faculté : Sciences et Technologie
Département : Génie mécanique
Laboratoire de domiciliation : Laboratoire de Mécanique Appliquée
des Nouveaux Matériaux (LMANM)

THÈSE

En Vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat LMD

Domaine : Science et Technologie

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Présentée par

DOUAOUIA Islam

Intitulée

**Etude, conception et modélisation d'un nouveau chauffe-eau solaire
auto-stockeur de forme sphérique**

Soutenue le : 05 /11/ 2025

Devant le Jury composé de :

Nom et Prénom

Grade

Mr. KHEZZAR Lyes

Prof

Ecole Polytechnique de Constantine

Président

Mr. OULD-LAHOUCINE Cherif

Prof

Univ. 8 Mai 1945 Guelma

Encadreur

Mr. HADDAD Abdelkrim

Prof

Univ. 8 Mai 1945 Guelma

Examineur

Mr. MEBAK-OUEDINE Fateh

Prof

Univ. 20 Aout 1955 de Skikda

Examineur

Mr. GUENFOUD Salah

Prof

Univ. 8 Mai 1945 Guelma

Invité

Année Universitaire : 2025/2026

Dédicace

*Je dédie cet ouvrage à toutes
celles et ceux qui m'ont soutenu, inspiré et encouragé
tout au long de ce chemin. À mes parents, pour leur
soutien indéfectible et leurs sacrifices. À ma petite
famille.*

*À mes professeurs et directeurs de recherche, pour leur
expertise, leur patience et leurs conseils précieux.*

*À mes amis et collègues, pour leur solidarité et les
moments partagés.*

REMERCIEMENT

Nous entamons ces remerciements en exprimant notre profonde gratitude envers Dieu, notre Créateur, pour la force et la détermination qu'Il nous a octroyées, nous permettant ainsi de mener à bien cette recherche.

Ce travail a été réalisé sous la supervision du Professeur OULD-LAHOUICINE Cherif, du Département de Génie Mécanique de l'Université 8 Mai 1945 de Guelma. Je tiens à lui témoigner ma sincère reconnaissance pour la confiance qu'il m'a accordée, ainsi que pour son soutien constant, ses conseils avisés et son accompagnement tout au long de ce processus.

Je souhaite également adresser mes plus vifs remerciements au directeur de laboratoire, M. BAZZAZI Abderrezak, Professeur au Département de Génie Mécanique de l'Université 8 Mai 1945 de Guelma, pour son aide précieuse et son engagement.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'ensemble des membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'évaluer cette thèse.

J'adresse tout particulièrement mes sincères remerciements aux Professeurs : KHEZZAR Lyes, HADDAD Abdelkrim, MEBAREK-LOUDINA Fateh et GUENFOUD Salah pour leurs remarques pertinentes et enrichissantes, qui ont grandement contribué à l'amélioration de ce travail.

Je ne saurais oublier de remercier mon ami, BENIA Ayoub, pour son soutien indéfectible et ses conseils éclairés à chaque étape de la réalisation de cette thèse.

Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à tous les enseignants ayant contribué à ma formation doctorale. Leur dévouement, leur expertise et leur soutien constant ont été essentiels à la réussite de ce travail.

Enfin, un grand merci à toutes les personnes qui m'ont apporté leur aide à diverses étapes de ce travail, ainsi qu'aux membres, doctorants et techniciens du Laboratoire de Mécanique Appliquée aux Nouveaux Matériaux (LMANM) pour leur collaboration et leur soutien précieux.

ABSTRACT

This doctoral thesis concerns the study and modeling of a spherical self-storing solar water heater. This unique water heater integrates external protective glass surrounding a storage tank for 'sensible' thermal energy. Three tank geometries are considered: conical, cylindrical, and spherical, respectively. All are equipped with an upper outlet for hot water and a lower inlet for cold water. A transient CFD numerical simulation conducted in the 'charging' mode was used to determine the temperature distribution across eight fluid layers inside the tank. This simulation also evaluated the streamlines to assess the quantity and quality of thermal storage based on the dimensionless Richardson (Ri) and stratification (Str) numbers.

Energy and exergy analyses were performed to evaluate energy efficiency (η) and exergy efficiency (ϵ). The results indicate that, among the three reservoirs studied, the cylindrical reservoir is the most effective at maintaining maximum storage levels for the longest duration. In contrast, the spherical reservoir exhibits more complex flow patterns and the presence of vortices, which suggest a mixing phenomenon within the fluid. This results in a relatively rapid destruction of the '*thermocline*.'

Furthermore, the study highlights the importance of reservoir shape and local climatic conditions on thermal storage efficiency. By analyzing the performance of reservoirs in three sites with distinct climatic characteristics (Batna, Adrar, and Algiers), it appears that spherical reservoirs are the least effective in maintaining thermal stability in all the sites considered. Cylindrical tanks are more suitable for temperate climates, such as those found in Batna and Algiers, as they effectively maintain significant temperature stratifications. On the other hand, conical tanks provide the best performance in terms of both quantity and quality, regardless of the location.

Keywords: Spherical Solar Water Heater, Thermal Stratification, Energy Storage, Numerical Modeling, Thermocline, ANSYS Fluent.

RESUME

La présente thèse de doctorat concerne une étude, et une modélisation d'un chauffe-eau solaire auto-stockeur de forme sphérique. Ce chauffe-eau, de conception unique, intègre un verre extérieur de protection entourant un réservoir de stockage de l'énergie thermique 'sensible'. Trois géométries de réservoir sont considérées: conique, cylindrique et sphérique, respectivement, tous équipés d'une sortie supérieure pour l'eau chaude et d'une entrée inférieure pour l'eau froide. Une simulation numérique CFD en régime transitoire en mode dit de '*charge*' a été utilisée pour déterminer la distribution de la température de huit couches de fluide à l'intérieur de la cuve et les lignes de courant, cela, afin d'évaluer la quantité et la qualité du stockage thermique en se basant sur les nombres adimensionnels de Richardson (Ri) et de stratification (Str).

Des analyses énergétique et exergétique sont menées et les rendements énergétique (η) et exergétique (ϵ) ont été déterminés. Les résultats indiquent que parmi les trois réservoirs, c'est le réservoir cylindrique qui maintient le stockage à son niveau maximal le plus longtemps possible, tandis que dans le réservoir sphérique, les lignes de courant sont plus complexes et présentent des tourbillons ce qui présage d'un phénomène de mélange du fluide à l'intérieur de ce réservoir et la destruction assez rapide de '*la thermocline*'.

En outre, l'étude met en évidence l'importance de la forme des réservoirs et des conditions climatiques locales sur l'efficacité du stockage thermique. En analysant les performances des réservoirs dans trois sites aux caractéristiques climatiques distinctes (Batna, Adrar et Alger), il ressort que les réservoirs sphériques sont les moins efficaces pour maintenir une stabilité thermique dans tous les sites considérés. Les réservoirs cylindriques, quant à eux, sont plus adaptés aux climats tempérés comme ceux de Batna et Alger, où ils permettent de maintenir des stratifications des températures importantes, et que les réservoirs coniques présentent les meilleures performances que ce soit du point de vue quantitatif ou qualitatif et cela quelque soit le site considéré.

Mots-clés : Chauffe-eau Solaire Sphérique, Stratification thermique, Stockage d'énergie, Modélisation numérique, Thermocline, ANSYS fluent

الملخص

أطروحة الدكتوراه هذه تتعلق بدراسة ونمذجة سخان مياه شمسي كروي ذاتي التخزين ذاتي. يتميز هذا السخان الفريد بدمج زجاج واقٍ خارجي يحيط بخزان لتخزين الطاقة الحرارية "الحسية". تم دراسة ثلاثة أشكال هندسية للخزان: المخروطي والأسطواني والكروي، وجميعها مزودة بمخرج علوي للمياه الساخنة ومدخل سفلي للمياه الباردة. تم إجراء محاكاة عددية غير مستقرة باستخدام ديناميكيات السوائل الحسابية (CFD) في وضع "الشحن" لتحديد توزيع درجة الحرارة عبر ثماني طبقات سائلة داخل الخزان. كما تم تقييم كمية وجودة التخزين الحراري بناءً على أرقام ريتشاردسون (Ri) ورقم الطبقات الحرارية (Str) اللابعدية.

تم إجراء تحليلات للطاقة والإكسرجي لتقييم كفاءة الطاقة (η) وكفاءة الإكسرجي (ϵ) تشير النتائج إلى أنه من بين الخزانات الثلاثة المدروسة، يُعد الخزان الأسطواني الأكثر كفاءة في الحفاظ على مستويات التخزين القصوى لأطول مدة. في المقابل، يظهر الخزان الكروي أنماط تدفق أكثر تعقيداً ووجود دوامات تشير إلى حدوث ظاهرة خلط داخل السائل، مما يؤدي إلى تدمير سريع نسبياً للـ "ثرموكلين".

علاوة على ذلك، تسلط الدراسة الضوء على أهمية شكل الخزان والظروف المناخية المحلية في كفاءة التخزين الحراري. من خلال تحليل أداء الخزانات في ثلاثة مواقع ذات خصائص مناخية مختلفة (باتنة، أدرار، والجزائر العاصمة)، يتبين أن الخزانات الكروية هي الأقل كفاءة في الحفاظ على الاستقرار الحراري في جميع المواقع المدروسة. بينما تعد الخزانات الأسطوانية أكثر ملاءمة للمناخات المعتدلة مثل تلك الموجودة في باتنة والجزائر العاصمة، حيث تحافظ بفعالية على تدرجات حرارية كبيرة. من ناحية أخرى، توفر الخزانات المخروطية أفضل أداء من حيث الكمية والجودة بغض النظر عن الموقع.

الكلمات المفتاحية: سخان مياه شمسي كروي، التقسيم الحراري الطبقي، تخزين الطاقة، النمذجة العددية، ثرموكلين، ANSYS Fluent.

TABLE DES MATIÈRES

DEDICACE	I
REMERCIEMENT	II
ABSTRACT	III
RESUME	IV
الملخص	V
TABLE DES MATIERES	VI
LISTES DES FIGURES	XI
LISTES DES TABLEAUX	XVI
NOTATIONS ET SYMBOLES	XVIII
INTRODUCTION GENERALE	1

CHAPITRE I: Généralité sur les capteurs solaires thermiques et la production d'eau chaude sanitaire.

I.1. Introduction	3
I.2. Dispositifs solaires pour la conversion de l'énergie en chaleur	4
I.2.1. Définition des capteurs solaires thermiques	4
I.2.2. Étude du fonctionnement	4
I.3. Choix d'un capteur solaire thermique	6
I.3.1. Les différents modèles de capteurs solaires thermiques	6
I.3.1.1. Capteurs plans	6
I.3.1.2. Capteurs à tubes sous vide	7
I.3.1.3. Capteurs à concentration	7
I.3.1.4. Capteurs solaires thermiques à air	8
I.3.1.5. Capteurs de stockage intégré	9
I.3.2. Critères essentiels pour le choix d'un capteur thermique	10
I.3.2.1. Domaine d'application et plage de température	10
I.3.2.2. Facilité d'installation et d'entretien	10
I.3.2.3. Robustesse et durabilité	11
I.3.2.4. Facilité d'installation et d'entretien	11

I.4. Le système de production d'eau chaude sanitaire solaire	11
I.4.1. Fonctionnement général	11
I.4.2. Types de systèmes	13
I.4.2.1. Systèmes à circulation Forcée	13
I.4.2.2. Systèmes à thermosiphon	14
I.4.2.3. Systèmes monoblocs ou intégrés	14
I.4.2.1. Systèmes à circulation forcée	13
I.5. Techniques d'amélioration de la performance thermique	15
I.5.1. Amélioration de l'orientation et de l'inclinaison des capteurs solaires	15
I.5.2. Utilisation de capteurs solaires performants	16
I.5.3. Isolation thermique du circuit et du ballon de stockage	16
I.5.4. Systèmes de régulation avancés et dispositifs d'appoint	17
I.6. Aspects économiques et réglementaires	17
I.6.1. Aspects économiques	17
I.6.2. Aspects réglementaires	19
I.6.3. Réduction des émissions de gaz à effet de serre	20
I.6.4. Diminution de la dépendance aux énergies fossiles	21
I.6.5. Impact social et équité énergétique	21
I.7. Comparaison avec d'autres technologies de production d'eau chaude	21
I.7.1. Chauffe-eau électriques	21
I.7.2. Chauffe-eau à gaz et chaudières	22
I.7.3. Pompe à chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire	23
I.7.4. Chauffage solaire hybride	24
I.7. Conclusion	27

CHAPITRE II: Estimation du rayonnement solaire dans les différentes zones climatiques en Algérie.

II.1. Introduction	28
II.2. Évaluation du potentiel et du gisement solaire en Algérie	28
II.3. Les zones climatiques en Algérie	30
II.3.1. Diversité climatique en Algérie et énergie solaire	30

II.3.2. Classifications des zones climatiques en Algérie	30
II.3.2.1. Classification établie par le CSTB en 1962	31
II.3.2.2. Classification établie par le CNERIB en 1993	32
II.3.2.3. Classification établie par le CNERIB en 2011	33
II.4. Estimation de rayonnement solaire	34
II.4.1. Les modèles d'estimation de rayonnement solaire	34
II.4.2. Modèles empiriques	34
II.4.3. Méthodes de série temporelle	35
II.4.4. Méthodes d'intelligence artificielle	35
II.4.5. Modèles hybrides	35
II.5. Modélisation d'estimation rayonnement Solaire.....	36
II.5.1. Rayonnement extraterrestre	36
II.5.2. La radiation solaire moyenne quotidienne mensuelle.....	36
II.5.3. Rayonnement total horaire moyen	37
II.5.4. Rayonnement sur un surface sphérique	38
II.6. II.6. Estimation du rayonnement solaire intercepté par les capteurs plan et sphérique dans différentes zones climatiques	39
II.6.1. Données utilisées	39
II.6.2. Estimation du rayonnement solaire sur un capteur plan	40
II.6.3. Estimation du rayonnement solaire sur un capteur sphérique	42
II.6.4. Comparaison entre capteur plan et sphérique	43
II.7. Conclusion.....	46

CHAPITRE III: Conception et simulation numérique d'un capteur solaire sphérique.

III.1. Introduction.....	48
III.2. Conception et méthodologie	49
III.2.1. Présentation des modèles physiques.....	49
III.2.2. Étude des propriétés optiques et thermiques	50
III.2.3. Modes de transfert de chaleur et hypothèses simplificatrices	51
III.2.4. Simulation de rayonnement solaire	52

III.3. Le maillage.....	53
III.3.1. Génération du maillage.....	53
III.3.2. Indépendance de maillage	54
III.4. Modélisation mathématique.....	56
III.4.1. Les équations mathématiques qui décrivent notre problème.....	56
III.4.2. Suivi des rayons solaires.....	58
III.4.3. Condition initiale et aux limites	59
III.5. Validation du modèle.....	60
III.5.1. Validation : S. Li et <i>al</i>	60
III.5.2. Validation : Ö. Bakir	61
III.6. Résultats et discussion	62
III.6.1. Evolution des contours de température	63
III.6.2. Influence du débit d'eau sur la température de sortie du capteur solaire.....	64
III.6.3. Impact du débit massique sur l'efficacité thermique.	65
III.6.4. Impact du rayonnement solaire sur l'efficacité thermique.....	66
III.7. Conclusion	67

CHAPITRE IV: Etude de la stratification thermique dans les réservoirs de stockage.

IV.1. Introduction.....	69
IV.2. Modèle physique des structures de réservoir de stockage	70
IV.2.1. L'importance de la configuration du réservoir de stockage.....	70
IV.2.2. Présentation des modèles physiques pour les trois structures	70
IV.2.3. Modèle d'irradiation solaire.....	71
IV.3. Analyse thermique du processus de charge	71
IV.3.1. Profil de la température des couches de stockage	71
IV.3.2. Contours de température et lignes de courant pendant la charge	74
IV.4. Stratification thermique	80
IV.4.1. Nombre de Richardson.....	80
IV.4.2. Nombre de stratification.....	81
IV.5. Conclusion	85

CHAPITER V: L'impact des sites climatiques sur l'efficacité du stockage thermique.

V.1. Introduction	87
V.2. Identification des Sites pour l'étude du Stockage Thermique	88
V.3. Analyse des contours de température pour différents sites climatiques	88
V.4. Les évolutions des température moyenne pour différents sites climatiques	96
V.5. La variation du nombre de Richardson dans les différents sites climatiques	100
V.6. Conclusion	102

CHAPITER VI: Analyse énergétique et exergetique d'un chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur.

VI.1. Introduction.....	103
VI.2. L'importance des analyses énergétiques et exégétiques.	103
VI.3. Efficacités	104
VI.3.1. Energie.....	104
VI.3.2. Exergie.....	106
VI.4. Comparaison des efficacités énergétiques et exégétiques	108
VI.5. Conclusion	109

CONCLUSION GÉNÉRALE	110
----------------------------------	------------

RÉFÉRENCES.....	113
------------------------	------------

ANNEXES	118
----------------------	------------

LISTES DES FIGURES

CHAPITRE I : Généralité sur les capteurs solaires thermiques et la production d'eau chaude sanitaire

Figure I.1: Schéma de fonctionnement d'un capteur solaire thermique.....	6
Figure I.2 : Représentation schématique d'un capteur solaire thermique à capteur plan.....	7
Figure I.3: Schéma d'un capteur solaire thermique à tubes sous vide	8
Figure I.4: Un capteur solaire à concentration parabolique.....	9
Figure I.5 : Schématisation du capteur solaire thermique à air.....	10
Figure I.7 : Schéma détaillé d'un système solaire pour la production d'eau chaude sanitaire	13
Figure I.8: Schéma d'un système à circulation forcée incluant des capteurs solaires, une pompe, un ballon de stockage.....	14
Figure I.9: Une illustration montrant un système à thermosiphon, avec des capteurs solaires, un ballon de stockage placé en hauteur, et la circulation naturelle du fluide	15
Figure I.10: Un schéma d'un système monobloc compact, combinant des panneaux solaires et un ballon de stockage intégré.....	16
Figure I.11 : la relation entre l'angle d'inclinaison et l'énergie captée à différentes latitudes pour une journée moyenne	17
Figure I.12 : la répartition des coûts d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire[14]	19
Figure I.13 les coûts d'exploitation et de maintenance d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire	20
Figure I.14: chauffe-eau électrique à accumulation.....	23
Figure I.15 : chauffe-eau au gaz	24
Figure I.16 : Principe de la pompe à chaleur électrique	25
Figure I.17 : Chauffe-eau solaire hybride (capteur solaire et source d'appoint à gaz).....	26

CHAPITRE II : Estimation du rayonnement solaire dans les différentes zones climatiques en Algérie.

Figure II.1 : La moyenne annuelle de la durée d'insolation en Algérie[34]	30
Figure II.2 : Classification CSTB 1962 des zones climatiques en Algérie[37]	32
Figure II.3: Classification CNERIB 1993 des zones climatiques en Algérie[38]	33

Figure II.4 : La classification des zones climatiques en Algérie établie par le CNERIB en 2011[39]	34
Figure II.5: Une zone élémentaire sur le collecteur solaire sphérique.....	39
Figure II.6: le rayonnement solaire moyen mensuel sur un capteur solaire plan pour cinq zones climatiques en Algérie.	41
Figure II.7: le rayonnement solaire moyen mensuel sur un capteur solaire sphériques pour cinq zones climatiques en Algérie	44
Figure II.8: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Adrar	45
Figure II.9: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Alger	45
Figure II.10: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Batna	46
Figure II.11: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Tamanrasset	46
Figure II.12: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Hassi Messaoud.....	47

CHAPITRE III : Conception et simulation numérique d'un capteur solaire sphérique.

Figure III.1 : Schéma du capteur solaire forme sphérique	50
Figure III.2 : Different modes de transfert de chaleur dans le chauffe-eau spherique.....	51
Figure III. 3 : La géométrie du capteur solaire sphérique	53
Figure III.4: La maillage géométrie	54
Figure III.5: Valeurs de skewness de l'élément.....	55
Figure III.6: Etude de vérification de l'indépendance	56
Figure III.8 : Profils de température des différentes couches à l'intérieur du réservoir d'eau en mode de décharge.	61
Figure III.9 : Comparaison avec les resultats expérimentaux de Bakir	62
Figure III.10: Distribution de la température pour les débits massiques (0.002, 0.004 et 0.009 kg/s) à 12h30.....	63

Figure III.11 : Distribution de la température pour les débits massiques (0.002, 0.004 et 0.009 kg/s) à 15h30.....	64
Figure III.12 : Relation entre le débit d'eau et la température de sortie du système.....	65
Figure III.13 : Efficacité thermique en fonction du débit massique	66
Figure III.14: Evolution de l'efficacité thermique en fonction du rayonnement solaire	67

CHAPITRE IV : Etude de la stratification thermique dans les réservoirs de stockage.

Figure IV.1:(a) Réservoir cylindrique, (b) Réservoir sphérique, (c) Réservoir conique	71
Figure IV.2: Schéma de l'emplacement des couches dans un dispositif de stockage thermique de trois réservoirs (cylindrique, sphérique et conique).	72
Figure IV.3: Profils de température dans les cuves de stockage pendant la charge en fonction du temps sans dimension pour $\phi = 950 \text{ W/m}^2$. (a) cylindrique (b) conique (c) sphérique.....	74
Figure IV.4: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 1 ($\phi = 550 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	76
Figure IV.5: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 2 ($\phi = 750 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	77
Figure IV.6: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 3 ($\phi = 950 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	77
Figure IV.7 : Les lignes de courant dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge pour le cas 1 ($\phi = 550 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	78
Figure IV.8: Les lignes de courant dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge pour le cas 2 ($\phi = 750 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	79
Figure IV.9: les lignes de courant dans différents réservoirs de stockage et à différents temps de charge dans le cas 3($\phi = 950 \text{ w/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$	80

Figure IV.10: Nombre de Richardson en fonction de temps de charge adimensionnel pour différents réservoirs de stockage ($\tau_{ch} = 7200$ s). (a) $\phi = 550$ W/m ² (b) $\phi = 750$ W/m ² (c) $\phi = 950$ W/m ²	82
Figure IV.11: Nombre de stratification (Str) en fonction du temps de charge adimensionnel pour différents flux de chaleur du rayonnement solaire ($\tau_{ch} = 7200$ s). (a) $\phi = 550$ W/m ² . (b) $\phi = 750$ W/m ² . (c) $\phi = 950$ W/m ²	85

CHAPITRE V: L'impact des sites climatiques sur l'efficacité du stockage thermique.

Figure V.1: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Batna le 21 Décembre	89
Figure V.2: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Batna le 21 June	91
Figure V.3: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Adara le 21 Décembre	92
Figure V.4: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Adrar le 21 juin.	93
Figure V.5: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Alger le 21 Décembre	94
Figure V.6: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Alger le 21 June	95
Figure V.7: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Batna	96
Figure V.8: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 June à Batna.	97
Figure V.9: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Adrar.	98
Figure V.10: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 June à Adrar.	99
Figure V.11: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Alger	99
Figure V.12: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 June à Alger	100
Figure V.13: Variations du nombre de Richardson à Batna le 21 décembre	100
Figure V.14: Variations du nombre de Richardson à Adrar le 21 décembre	101
Figure V.15 : Variations du nombre de Richardson à Alger le 21 décembre	102

CHAPITRE VI: Analyse énergétique et exergétique d'un chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur.

Figure VI.1: Variation de l'efficacité thermique (η) selon les différentes intensités de flux de chaleur solaire (G) pour les trois cuves de stockage.....	106
Figure VI.2: Variation de l'efficacité exégétique (ε) avec le flux de chaleur du rayonnement solaire pour les trois réservoirs de stockage.	107
Figure VI.3: Rapport des efficacités énergétiques et exergétiques en fonction du flux de chaleur	108

LISTES DES TABLEAUX

CHAPITRE I : Généralité sur les capteurs solaires thermiques et la production d'eau chaude sanitaire

Tableau I.1 : les plages de température associées à ces applications.....	11
Tableau I.2 : la réduction des émissions de CO ₂ résultant de l'adoption des systèmes solaires[18].....	21
Tableau I.3 : Comparaison des technologies de production d'eau chaude [25]	27

CHAPITRE II : Estimation du rayonnement solaire dans les différentes zones climatiques en Algérie.

Tableau II.1 :Les coordonnées des cinq sites climatiques étudiés.....	40
Tableau II.2:les inclinaisons optimales des 5 villes Algériennes selon les deux saisons été et hiver	41

CHAPITRE III : Conception et simulation numérique d'un capteur solaire sphérique.

Tableau III.1 : Dimensions d'un capteur solaire sphérique	51
Tableau III.2 : Propriétés physiques des matériaux [56]	51
Tableau III.3 : les types des couches et conditions aux limites	59
Tableau III.4 : Paramètres d'entrée du ANSYS Fluent	60
Tableau III.5 :Évolution de la température du capteur solaire en fonction des débits d'eau	65

CHAPITRE IV: Etude de la stratification thermique dans les réservoirs de stockage.

Tableau IV.1 : Les caractéristiques géométriques et les dimensions des cuves de stockage	70
Tableau IV.2 : Les intensités d'irradiation solaire sélectionnées	71

CHAPITRE V: L'impact des sites climatiques sur l'efficacité du stockage thermique.

Tableau V.1: Localisation Géographique et Climat des Villes de Batna, Adrar et Alger	88
--	----

Tableau V.2: Températures initiales simulées à 8 :00 h pour les trois zones climatiques étudiées..	89
--	----

CHAPITRE VI: Analyse énergétique et exergétique d'un chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur.

Tableau VI.1 : Analyse comparative de l'efficacité énergétique et exergétique des capteurs solaires	104
Tableau VI.2 : Analyse comparative de l'efficacité énergétique et exergétique des capteurs solaires	105

NOTATIONS ET SYMBOLES

1. LETTRES LATINES

A	Surface totale	m ²
A_{gs}	Surface du verre protecteur extérieur	m ²
C_{pf}	Capacité calorifique spécifique de l'eau	J/kg·K
DO	Ordonnées discrètes	—
E_{th}	Énergie thermique sensible	W
E_{sun}	Rayonnement solaire	W
E_{Xsun}	Exergie solaire	W
E_{Xth}	Exergie thermique	W
f	Coefficient de dissipation visqueuse	J/kg·m ²
FV	Méthode des volumes finis	—
g	Accélération gravitationnelle	m/s ²
GT	Flux de chaleur du rayonnement solaire	m/s ²
I	Intensité du rayonnement	W/s
L	Longueur caractéristique du réservoir de stockage	m
P	Pression locale	Pa
Ra	Nombre de Rayleigh	—
RE	Erreur relative	—
Ri	Nombre de Richardson	—
Str	Nombre de stratification	—
t	Temps	s
T_{amb}	Température ambiante	K
T_{bottom}	Température au bas du réservoir	K
T_f	Température du fluide (eau)	K

T_{f,ini}	Température initiale du fluide	K
T_{f,out}	Température de sortie du fluide	K
T_{top}	Température en haut du réservoir	K
T_{sun}	Température du soleil	K
T_{wall}	Température de la paroi	K
t_{tot}	Durée totale de charge	s
u, v, w	vitesse dans les directions x, y, z	m/s
u_f	Vitesse d'écoulement de l'eau dans le réservoir	m/s
vs	Vitesse moyenne	m/s
ρ_{f,ini}	Densité de l'eau à la température initiale	kg/m ³

2. LETTRES GRECQUES

α	Diffusivité thermique de l'eau	m ² /s
β_f	Coefficient de dilatation thermique de l'eau	1/K
Φ	Dissipation visqueuse	s ⁻²
φ	Fonction de phase	s
λ	Longueur d'onde du rayonnement solaire	m
σ	Constante de Stefan–Boltzmann (5,669 × 10 ⁸)	W/m ² ·K ⁴
ν_f	Viscosité cinématique de l'eau.	m ² /s

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans un contexte mondial de transition énergétique, la réduction de la dépendance aux énergies fossiles devient un enjeu stratégique et environnemental majeur. Les énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire, représentent une solution essentielle pour garantir une production énergétique durable et décarbonée. L'Algérie, bénéficiant d'un ensoleillement exceptionnel, possède un potentiel remarquable pour le développement des technologies solaires thermiques, telles que les capteurs sphériques à stockage intégré. Ces systèmes innovants offrent des avantages en termes d'efficacité énergétique, de réduction d'encombrement spatiale pour leur installation et d'adaptabilité aux conditions climatiques.

Cette recherche explore le comportement thermique d'un capteur solaire sphérique couplé à un système de stockage d'énergie, à travers une modélisation numérique réalisée avec ANSYS Fluent. L'étude évalue l'influence des paramètres climatiques (ensoleillement, température ambiante), opérationnels (débit, géométrie) et thermophysiques (conductivité, capacité thermique) des matériaux du chauffe-eau et de l'eau sur les performances énergétiques du système. Elle analyse en détail les phénomènes de stratification thermique et les nombres adimensionnels, tels que le nombre de Richardson (Ri) et le nombre de stratification (Str), pour élucider les mécanismes de convection naturelle influençant les transferts de chaleur à l'intérieur des réservoirs de stockage de la chaleur sous forme sensible.

Le premier chapitre établit un cadre théorique en présentant les principes fondamentaux des capteurs solaires thermiques et leur rôle dans la production d'eau chaude sanitaire. Il examine également les facteurs influençant leur performance, tels que l'orientation, les matériaux et l'isolation, et propose une revue des technologies existantes. L'accent est mis sur les avantages des capteurs sphériques, notamment leur capacité à capter un rayonnement diffus et direct avec une compacité accrue.

Le deuxième chapitre s'intéresse à l'étude du rayonnement solaire en Algérie, en tenant compte des diverses classifications climatiques. Il analyse les modèles d'estimation du rayonnement et compare les performances des capteurs plans et sphériques dans plusieurs régions du pays, mettant en évidence leur potentiel dans des conditions d'ensoleillement extrême.

Le troisième chapitre se concentre sur la modélisation numérique du capteur sphérique avec stockage intégré. À travers des simulations réalisées sous ANSYS Fluent, il explore les transferts de chaleur et les écoulements complexes au sein du système, en mettant en lumière l'impact de divers paramètres tels que le débit massique et l'intensité du rayonnement solaire.

Les quatrième et cinquième chapitres se concentrent sur l'étude spécifique de la stratification thermique dans trois géométries de réservoirs de stockage; sphérique, cylindrique et conique, respectivement. L'analyse s'appuie sur des modèles tridimensionnels (3D), turbulents en régime transitoire, permettant de calculer entre autres des facteurs de stratification thermique et les nombres dimensionnels comme le nombre de Richardson (Ri) et le nombre de stratification (Str). Ces nombres expliquent qualitativement la stratification thermique à l'intérieur des réservoirs de stockage sans donner d'explications comment ces stratifications sont obtenus. Pour palier ce déficit, des explications basées sur le phénomène d'advection-conduction sont présentées, ainsi que des résultats sur les lignes de courant, montrant notamment l'apparition de tourbillons et leur importance avec l'augmentation du flux solaire incident influent sur la stratification.

Dans le chapitre six, une analyse énergétique et exergétique du système chauffe-eau solaire de forme sphérique auto-stockeur est réalisée afin de déterminer les efficacités énergétiques et exergétiques du chauffe-eau avec les trois réservoirs de stockage; sphérique, cylindrique et conique, respectivement.

Enfin, une conclusion générale regroupant les résultats et constatations les plus pertinentes de cette thèse de doctorat constitue la dernière partie du manuscrit.

CHAPITRE

I

Généralité sur les capteurs solaires
thermiques et la production d'eau chaude
sanitaire

I.1. Introduction

Au cours des dernières années, l'utilisation de l'énergie solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire a connu un essor considérable. Cette popularité en constante augmentation s'explique par l'urgence de réduire les émissions de gaz à effet de serre, qui contribuent au réchauffement climatique, ainsi que par le besoin pressant de diversifier les sources d'énergie en privilégiant celles qui sont renouvelables, durables et respectueuses de l'environnement, telles que l'énergie solaire, éolienne, et la biomasse. Les capteurs solaires thermiques, composants essentiels de cette technologie, jouent un rôle crucial dans la transformation de l'énergie solaire en chaleur utilisable. Leur efficacité dépend des avancées techniques, telles que l'optimisation des capteurs, l'amélioration de l'isolation thermique, le développement de systèmes de régulation et l'intégration de dispositifs de soutien. Ces innovations permettent d'améliorer non seulement les performances des installations, mais également de répondre aux besoins énergétiques croissants tout en ayant un impact minimal sur l'environnement.

Les capteurs solaires thermiques transforment l'énergie solaire en chaleur grâce à une surface absorbante, un système de tubes pour transporter le fluide caloporteur, et une isolation thermique efficace pour minimiser les pertes de chaleur [1, 2]. Les systèmes de production d'eau chaude sanitaire solaire intègrent souvent des technologies avancées, comme les régulateurs intelligents et les systèmes d'appoint, pour assurer un fonctionnement optimal même en cas de faible ensoleillement [3, 4]. Par ailleurs, les techniques d'amélioration de la performance, telles que l'optimisation de l'orientation des capteurs et l'utilisation de matériaux isolants performants, contribuent à augmenter l'efficacité énergétique de ces systèmes [5].

Ce chapitre examine les principes de base des capteurs solaires thermiques, en détaillant leurs différents types, leurs mécanismes de fonctionnement, ainsi que les critères à considérer pour leur intégration dans des systèmes de production d'eau chaude. Il traite également des méthodes visant à améliorer leur performance thermique, telles que l'optimisation de l'inclinaison des capteurs, l'amélioration de l'isolation des circuits pour minimiser les pertes de chaleur, ainsi que l'intégration de systèmes de régulation intelligents et de dispositifs d'appoint pour garantir une production d'eau chaude plus efficace et constante. Grâce à ces éléments, les systèmes solaires thermiques s'affirment comme une solution efficace et durable pour répondre aux défis énergétiques actuels.

I.2. Dispositifs solaires pour la conversion de l'énergie en chaleur

I.2.1. Définition des capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques sont des échangeurs de chaleur conçus pour absorber l'énergie solaire, la convertir en chaleur et la transférer à un fluide caloporteur, utilisée pour des applications comme l'eau chaude sanitaire ou le chauffage. Ce dispositif capte le rayonnement solaire, le convertit en énergie thermique, puis transmet cette chaleur à un fluide caloporteur circulant à travers le capteur. Le fluide chauffé peut être exploité dans une large gamme d'applications : il peut servir à chauffer directement de l'eau sanitaire, alimenter des systèmes de climatisation via des dispositifs comme des refroidisseurs à absorption, soutenir des systèmes de chauffage central en complétant ou en remplaçant les sources d'énergie conventionnelles, ou encore contribuer à des processus industriels nécessitant de la chaleur. Il peut également être stocké dans un réservoir d'énergie thermique pour une utilisation ultérieure, de nuit ou en cas de faible ensoleillement [1].

Les capteurs solaires thermiques se composent généralement de trois éléments principaux[2] :

- **Surface absorbante** : souvent en métal (cuivre ou aluminium) et recouverte d'un revêtement spécial pour maximiser l'absorption thermique tout en réduisant les pertes.
- **Système de tubes** : par lequel circule le fluide, assurant ainsi le transport de la chaleur vers l'échangeur du système.
- **Protection et isolation** : Un revêtement transparent protège le capteur des intempéries et réduit les pertes thermiques en favorisant l'effet de serre et l'isolation.

L'énergie solaire ainsi collectée est ensuite transférée soit vers des systèmes domestiques (production de chaleur pour l'eau chaude sanitaire et les piscines), soit vers des équipements industriels. Contrairement aux panneaux solaires photovoltaïques, qui produisent de l'électricité, les capteurs solaires thermiques se concentrent exclusivement sur la production de chaleur.

I.2.2. Étude du fonctionnement

Les capteurs solaires thermiques fonctionnent en convertissant l'énergie solaire en chaleur. Cette technologie repose sur l'absorption de la lumière du soleil par un matériau spécifique, généralement noir, qui permet de maximiser l'absorption thermique. La chaleur ainsi générée peut ensuite être utilisée pour chauffer de l'eau ou d'autres fluides, servant ainsi à divers usages, tels que le chauffage domestique, le chauffage de piscines ou la production d'eau chaude sanitaire.

Pour mieux comprendre le fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan, la **Figure I.1** illustre un exemple typique de ce dispositif. Ce schéma présente les différents composants d'un capteur, notamment la surface absorbante, le système de circulation du fluide caloporteur et l'isolation thermique, qui est essentielle pour minimiser les pertes de chaleur.

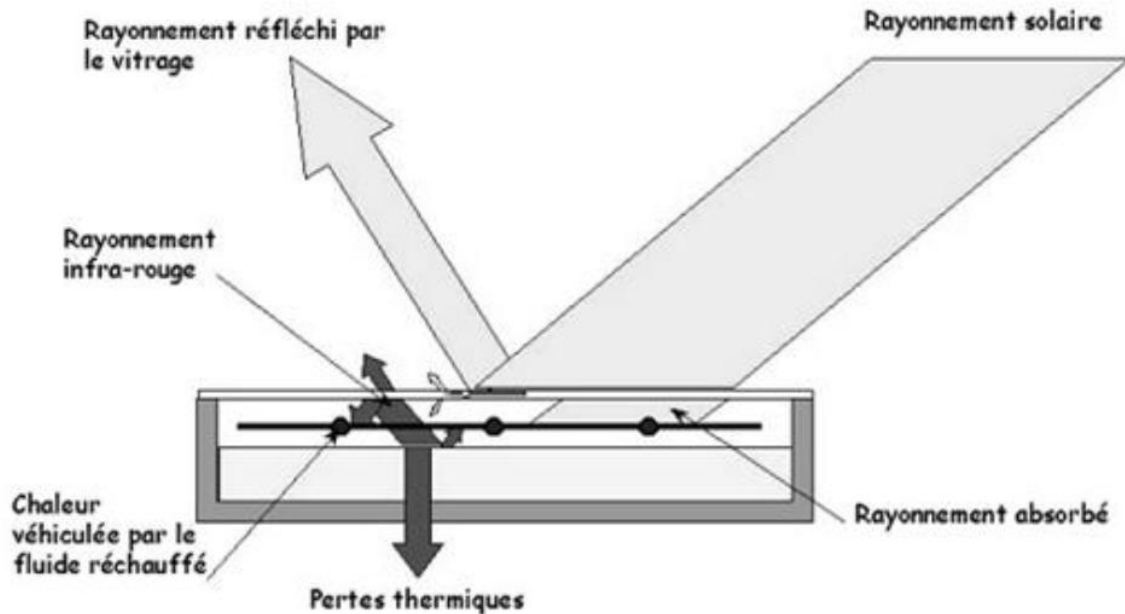


Figure I.1: Schéma de fonctionnement d'un capteur solaire thermique [6].

Dans ce système, Une fraction du rayonnement solaire frappant le vitrage du capteur le traverse pour atteindre l'absorbeur, le composant central chargé de convertir l'énergie solaire en chaleur. Lorsque le rayonnement est absorbé, l'absorbeur s'échauffe et transfère la chaleur au fluide caloporteur circulant dans les tubes du capteur. Lorsque l'absorbeur du capteur se chauffe, il émet de la chaleur sous forme de rayonnement infrarouge. Ce rayonnement est en partie capté par le vitrage et en partie réfléchi par un film appliqué sur l'isolant. L'isolant réduit les pertes de chaleur vers l'extérieur. Afin d'optimiser l'efficacité du capteur, il est essentiel de limiter les pertes thermiques et de maximiser le transfert de chaleur vers le fluide caloporteur.

I.3. Choix d'un capteur solaire thermique

I.3.1. Les différents modèles de capteurs solaires thermiques

Dans cette section, nous présentons une analyse approfondie des différents types de capteurs solaires thermiques disponibles, afin d'en identifier les caractéristiques principales et de mieux comprendre leurs

domaines d'application. Les capteurs solaires thermiques peuvent être classés en fonction de différents critères : leur température de fonctionnement, leur design, ou encore l'application pour laquelle ils sont le mieux adaptés. Voici une classification simplifiée des principaux types :

I.3.1.1. Capteurs Plans

Les capteurs plans sont les capteurs solaires thermiques les plus couramment utilisés. Ils se composent d'une boîte rectangulaire équipée d'une surface absorbante en métal noir, qui capte efficacement la lumière du soleil, et d'un vitrage en verre, conçu pour minimiser les pertes thermiques. En raison de leur conception simple et performante, ces capteurs sont particulièrement adaptés pour des applications variées, telles que le chauffage de l'eau dans les maisons, les piscines, ainsi que pour alimenter des systèmes de chauffage central, répondant ainsi aux besoins énergétiques domestiques tout en offrant une solution économique et durable. La **Figure I.2** présente une illustration de ce modèle de capteur.

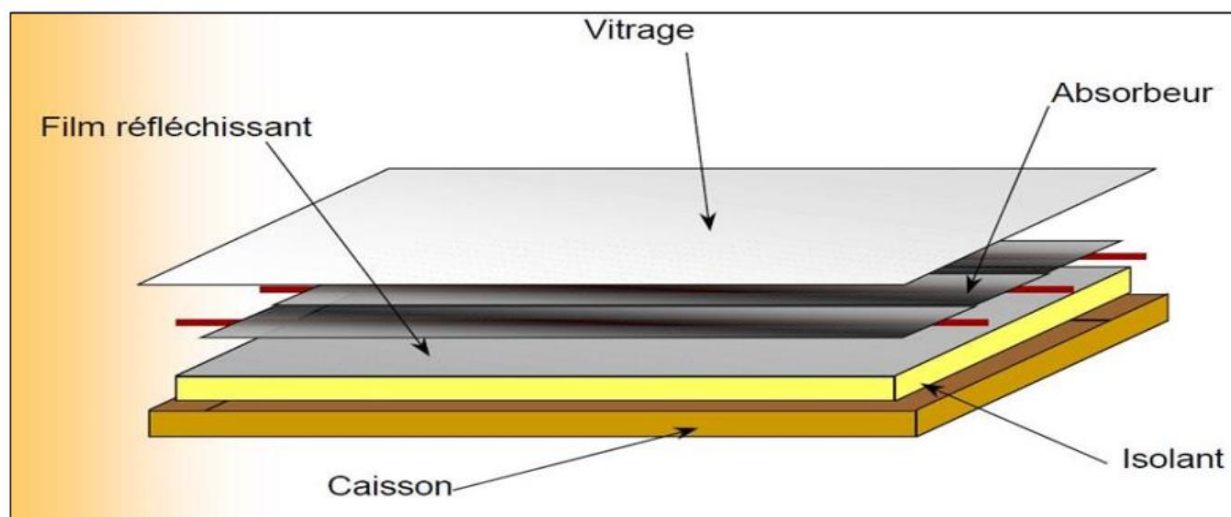


Figure I.2: Représentation schématique d'un capteur solaire thermique à capteur plan [7].

I.3.1.2. Capteurs à Tubes Sous Vide

Les capteurs à tubes sous vide sont formés de plusieurs tubes en verre hermétiquement scellés, créant un vide à l'intérieur de chaque tube. Chacun de ces tubes renferme une surface absorbante qui capte l'énergie solaire et la convertit en chaleur. Le vide autour des tubes réduit considérablement les pertes thermiques par conduction et convection, ce qui permet de maintenir une bonne efficacité énergétique.

Par rapport aux capteurs plans, ces capteurs sont particulièrement avantageux dans des conditions de faible ensoleillement, où leur rendement reste élevé grâce à cette isolation efficace, une illustration de ce modèle de capteur est présentée dans la **Figure I.3**.

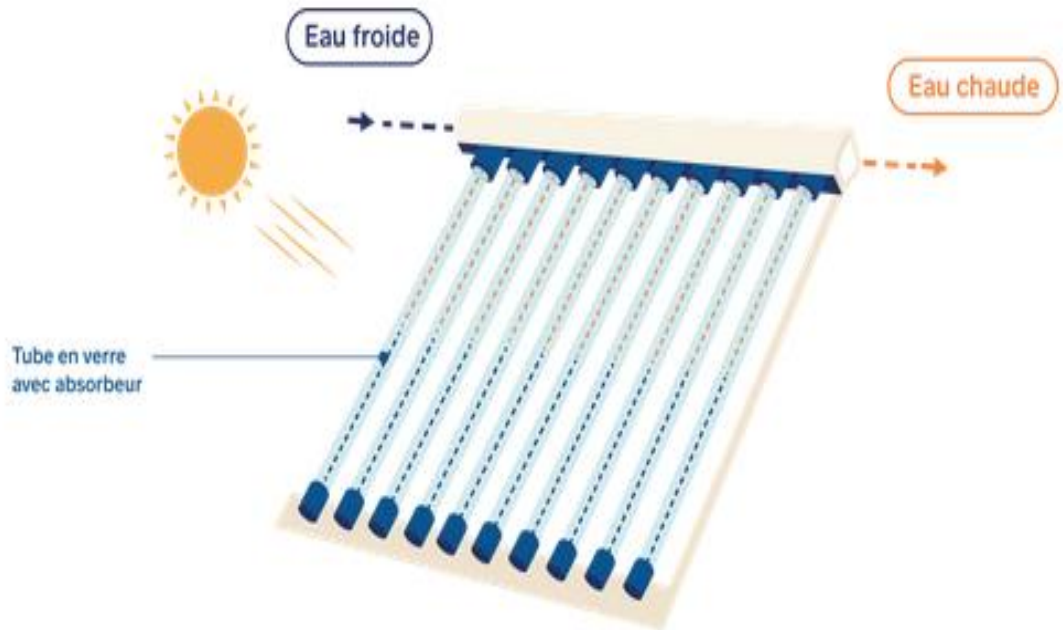


Figure I.3: Schéma d'un capteur solaire thermique à tubes sous vide [8].

I.3.1.3. Capteurs à Concentration

Les capteurs à concentration sont des dispositifs solaires qui intègrent un système optique permettant de focaliser et concentrer les rayons solaires, tel que des réflecteurs ou des lentilles, conçu pour concentrer le rayonnement solaire sur un petit absorbeur, d'où leur nom de "capteurs à concentration"[9]. À la différence des capteurs plans, qui sont généralement incapables d'élever la température du fluide caloporteur à des niveaux très élevés, les capteurs à concentration peuvent atteindre des températures bien plus importantes grâce au principe de focalisation, comme illustré dans la **Figure I.4**.

Cette capacité à concentrer l'énergie rend ces capteurs particulièrement efficaces dans les régions ensoleillées, permettant de délivrer des niveaux de chaleur convenant aux besoins des applications industrielles ou des centrales solaires thermiques.

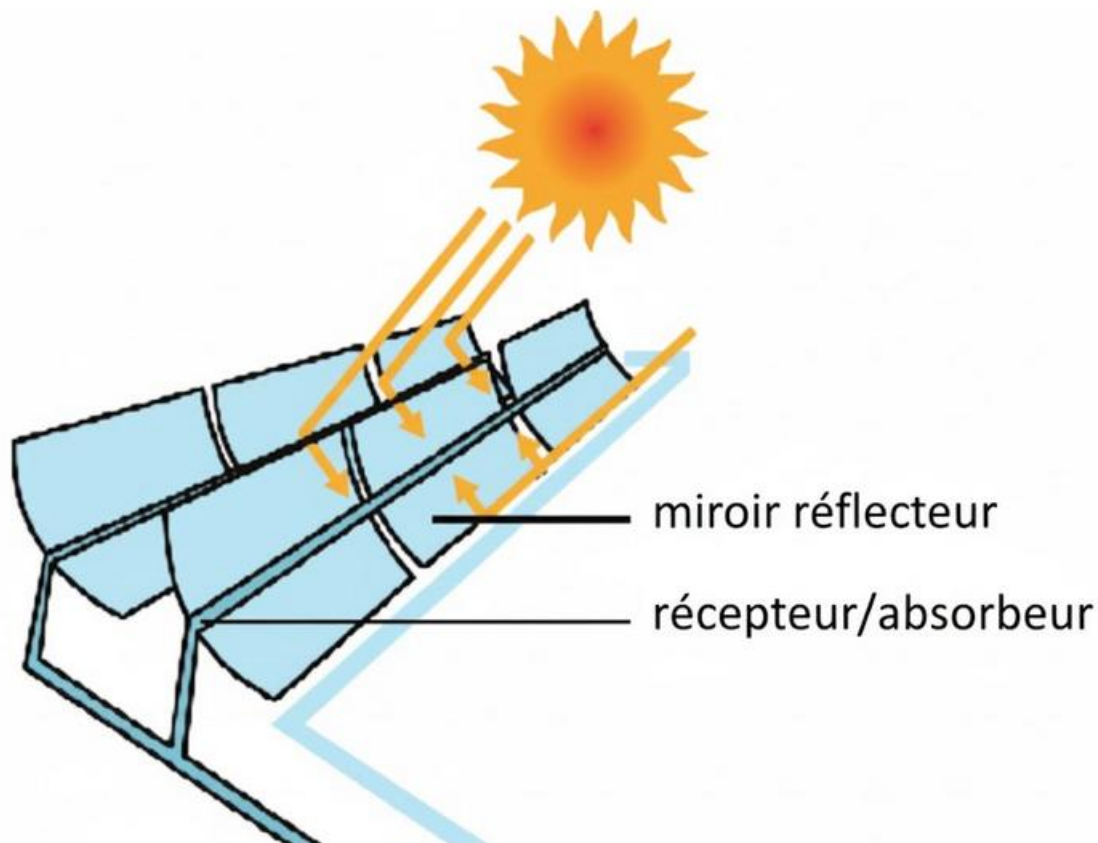


Figure I.4: Un capteur solaire à concentration parabolique [9].

I.3.1.4. Capteurs solaires thermiques à air

L'énergie solaire est captée pour chauffer l'air à l'aide d'un matériau absorbant, souvent une surface noire, qui emmagasine la chaleur du soleil dans les capteurs solaires thermiques à air. [10]. La chaleur est ensuite transmise à l'air circulant à travers le capteur, fournissant ainsi une solution efficace pour le chauffage des locaux et, dans certains cas, pour la production d'eau chaude sanitaire.

Ces capteurs, qui constituent une alternative aux systèmes de chauffage traditionnels, utilisent une source d'énergie renouvelable et gratuite. Ils sont également relativement simples à installer et à entretenir. Leur conception typique inclut un panneau absorbant et un système de circulation de l'air. La **Figure I.5** présente un exemple de ce type de capteur.

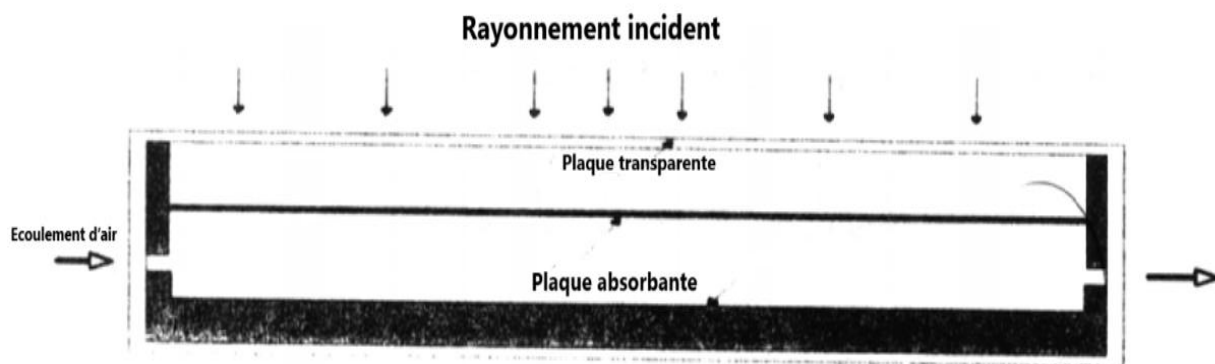


Figure I.5 : Schématisation du Capteur solaire thermique à air [10].

I.3.1.5. Capteurs de stockage intégré

Les capteurs solaires intégrés avec stockage, aussi appelés capteurs à stockage intégré, sont des systèmes thermiques qui combinent en un seul composant la capture de l'énergie solaire et son stockage, comme montré dans **Figure I.6**. En captant la lumière solaire et en la transformant en chaleur à l'aide d'un matériau absorbant, généralement de couleur noire, ces capteurs assurent une fourniture de chaleur constante, même lorsque le soleil ne brille pas[11]. Les capteurs de stockage intégré offrent plusieurs avantages, notamment une efficacité accrue, une installation simplifiée et des coûts réduits. De plus en plus adoptés dans les projets de construction durable et d'énergie renouvelable, ils constituent une solution efficace et compacte pour capturer et stocker l'énergie solaire.

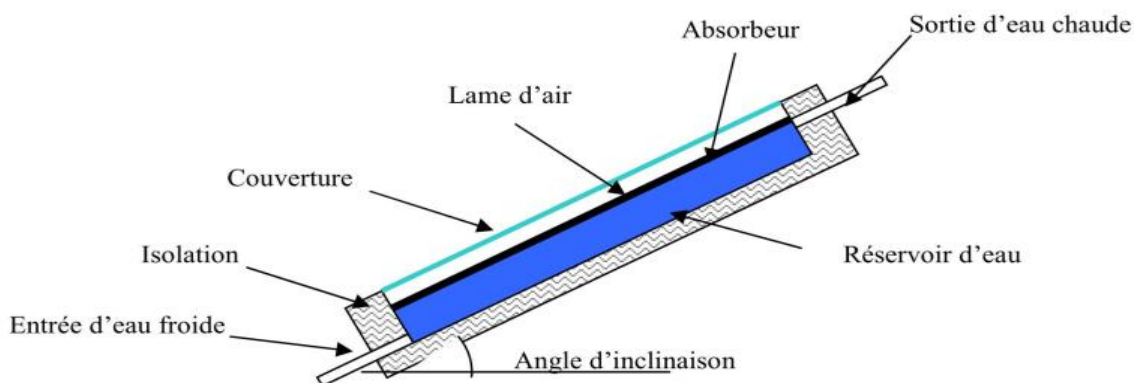


Figure I.6 : Schéma représentant un capteur solaire avec stockage intégré rectangulaire [11].

I.3.2. Critères essentiels pour le choix d'un capteur thermique

I.3.2.1. Domaine d'application et plage de température

Avant de sélectionner un capteur thermique, il est essentiel de prendre en compte les exigences spécifiques de l'application. Parmi ces critères figurent la distance jusqu'à la cible, qui influence la sensibilité du capteur, ainsi que la taille du champ requis pour assurer son efficacité, ainsi que l'emplacement du capteur, qui influence la taille appropriée du dispositif et les options de montage disponibles. Les capteurs thermiques sont utilisés dans divers domaines tels que l'énergie solaire, l'industrie, l'automobile et le secteur médical. Leurs applications varient en fonction de leur utilisation, par exemple pour le chauffage solaire ou le suivi des températures dans les processus industriels. Ils sont capables de mesurer une large plage de températures, allant de -50°C à 150°C , ce qui les rend adaptés à des environnements tels que les réfrigérateurs., aux températures moyennes (150°C à 500°C) dans des processus industriels, et aux températures élevées (500°C à 2000°C) pour des applications comme les fours industriels[12]. Le choix d'un capteur thermique dépend de sa capacité à fonctionner correctement dans la plage de température requise et dans l'environnement spécifique où il sera installé, comme montré dans le **Tableau I.1**.

Tableau I.1 : les plages de température associées à ces applications.

Critère	Domaine d'application	Plage de température
Énergie Solaire	Utilisé dans les systèmes de chauffage solaire	Plage de température : généralement entre 20°C et 100°C
Industrie	Suivi des températures dans des processus industriels.	Plage de température : 150°C à 500°C
Automobile	Surveillance de la température des moteurs et systèmes de climatisation	Plage de température : 50°C à 200°C
Médical	La prise de la température corporelle ou dans des appareils médicaux.	Plage de température : 30°C à 45°C
Haute Température	Utilisation dans les fours industriels, moteurs à combustion	Plage de température : 500°C à 2000°C ou plus

I.3.2.2. Facilité d'installation et d'entretien

Un capteur solaire thermique doit être conçu pour une installation simple et un entretien réduit, ce qui permet de limiter les coûts initiaux et d'assurer un fonctionnement fiable avec une maintenance minimale tout au long de sa durée de vie. Une mise en place simple réduit le temps

de travail et les coûts, tandis qu'un entretien facile assure un fonctionnement optimal sans nécessiter d'interventions fréquentes.

I.3.2.3. Robustesse et durabilité

Les capteurs ont une durée de vie limitée, influencée par leur conception, les matériaux, le processus de fabrication et les conditions environnementales. Certains, comme ceux mesurant l'oxygène, ont une durée de vie plus courte, tandis que d'autres, comme les capteurs de température, peuvent durer plus de 10 ans. Toutefois, même les capteurs durables peuvent perdre en précision avec le temps. La durabilité est cruciale pour garantir leur rentabilité et leur efficacité. Bien que les dérives soient inévitables, elles peuvent être minimisées par une conception robuste et une gestion appropriée des conditions d'utilisation.

I.3.2.4. Coût

Les capteurs solaires thermiques varient en prix en fonction de leur type et de leur efficacité. Les capteurs plans, plus abordables, conviennent aux régions ensoleillées et aux besoins modérés en chaleur, tandis que les capteurs à tubes sous vide, plus chers, offrent une meilleure efficacité et sont idéaux pour les climats froids ou les applications nécessitant des températures plus élevées. Le coût total, incluant l'installation, est influencé par la taille du système et la complexité de l'installation. Les capteurs solaires thermiques ont une espérance de vie comprise entre 15 et 25 ans. Le choix du capteur se fait en fonction du climat, des besoins thermiques, du budget et des éventuelles subventions disponibles. Les capteurs plans sont plus économiques mais moins efficaces dans des climats moins ensoleillés, tandis que les capteurs à tubes sous vide, bien qu'un peu plus chers à l'achat et à l'installation, sont plus performants à long terme.

I.4. Le système de production d'eau chaude sanitaire solaire

I.4.1. Fonctionnement général

Le principe général de fonctionnement du système de production d'eau chaude sanitaire solaire, illustré dans la **Figure I.7**, peut être décrit en étapes simples :

Captation de l'énergie solaire

Les capteurs solaires thermiques, installés sur les toits, captent l'énergie solaire, la transforment en chaleur, et la transmettent à un fluide caloporteur circulant dans leurs tubes. Ce

fluide chauffé et est ensuite utilisé pour des applications telles que le chauffage de l'eau ou des espaces.

Transfert de chaleur :

Le fluide caloporteur chauffé, propulsé par une pompe de circulation, est dirigé vers un échangeur de chaleur situé dans le réservoir de stockage. À travers cet échangeur, la chaleur du fluide caloporteur est transférée à l'eau sanitaire, sans que les deux liquides n'entrent en contact. Ce transfert thermique se fait par conduction, ce qui permet de chauffer efficacement l'eau sans compromettre la qualité ou la sécurité de l'eau potable. Le fluide caloporteur, une fois refroidi, retourne vers les capteurs solaires pour être réchauffé à nouveau, dans un cycle continu..

Stockage et distribution de l'eau chaude :

L'eau chauffée est ensuite stockée dans un ballon de stockage bien isolé, où elle peut rester chaude jusqu'à ce qu'elle soit utilisée pour les besoins domestiques, comme la douche, la vaisselle ou le lavage.

Régulation thermique:

Un régulateur thermique surveille la température des capteurs et du ballon. Si la température des capteurs est suffisante, il active la pompe pour faire circuler le fluide, optimisant ainsi l'apport solaire.

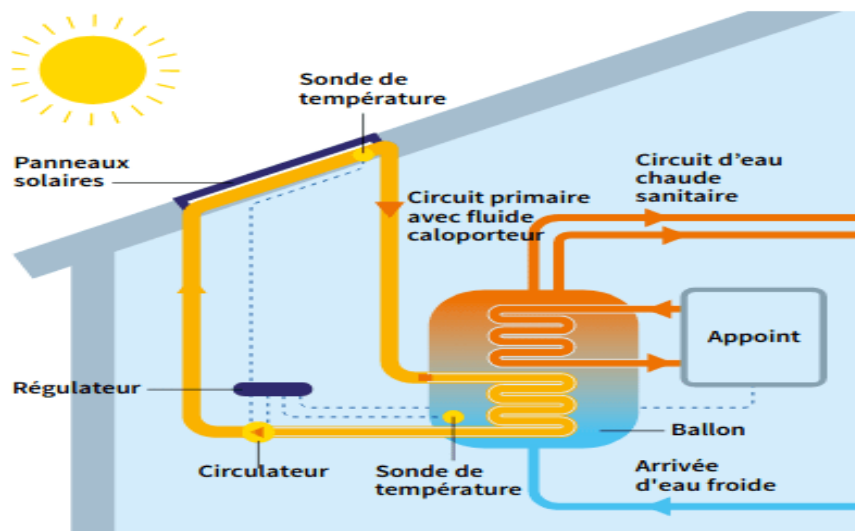


Figure I.7 : Schéma détaillé d'un système solaire pour la production d'eau chaude sanitaire [4].

I.4.2. Types de systèmes:

I.4.2.1. Systèmes à Circulation Forcée

Les systèmes à circulation forcée fonctionnent grâce à une pompe qui assure le transfert du fluide caloporteur entre les capteurs solaires et le réservoir de stockage. Le contrôle de la circulation du fluide est géré de manière précise par un régulateur différentiel de température, qui surveille la température des capteurs et du réservoir. Lorsque la température des capteurs est suffisamment élevée pour justifier le transfert de chaleur, le régulateur active la pompe pour faire circuler le fluide caloporteur vers le ballon de stockage. Ce système optimise l'efficacité énergétique en garantissant que la circulation ne se produit que lorsque les conditions sont favorables pour un transfert thermique optimal. Ces systèmes permettent une installation flexible, avec le ballon situé à l'intérieur du bâtiment pour limiter les pertes de chaleur. Ils sont particulièrement adaptés aux zones froides grâce à l'utilisation d'un fluide antigel dans le circuit primaire. Les capteurs plats ou à tubes sous vide sont combinés avec des ballons bien isolés pour minimiser les déperditions thermiques. Cependant, ces systèmes nécessitent une alimentation électrique pour la pompe et peuvent être coûteux à installer [3].

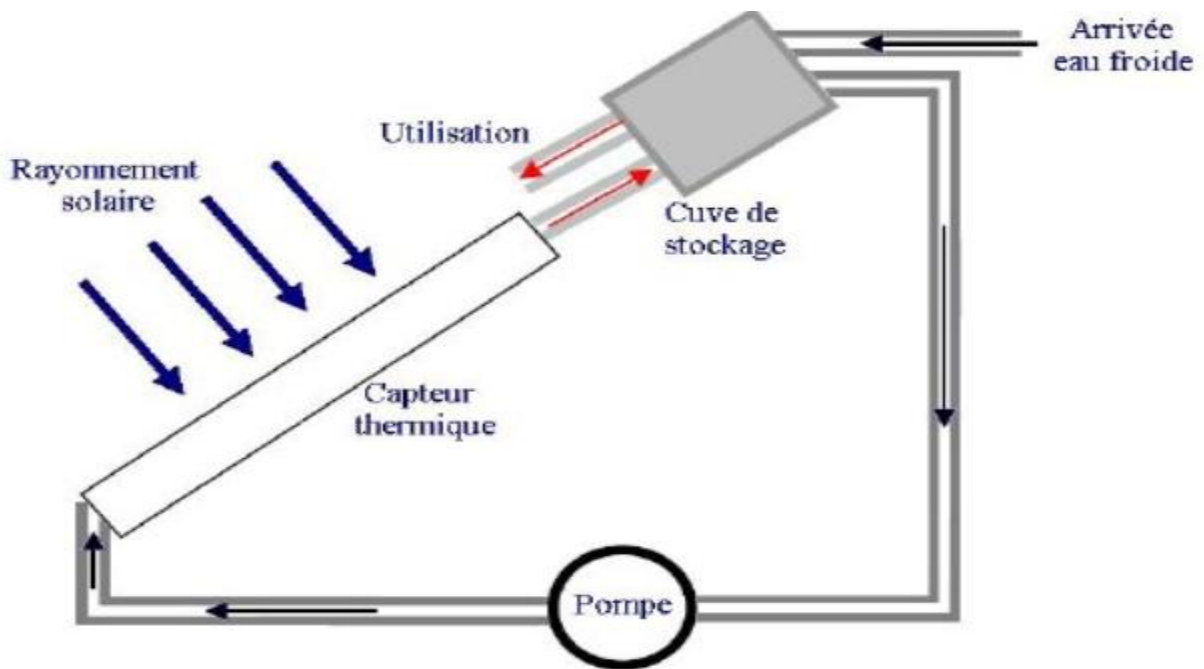


Figure I.8: Schéma d'un système à circulation forcée incluant des capteurs solaires, une pompe, un ballon de stockage [3].

I.4.2.2. Systèmes à Thermosiphon

Les systèmes à thermosiphon exploitent un principe physique simple : la différence de densité entre le fluide chaud et le fluide froid génère une circulation naturelle du fluide [4]. Ces systèmes **Figure I.9**, qui ne nécessitent pas de pompe, sont à la fois simples et économiques. Faciles à installer et à entretenir, ils conviennent particulièrement aux régions chaudes où le risque de gel est faible, tout en ayant l'avantage de ne pas consommer d'énergie électrique. Les capteurs, souvent fabriqués en aluminium ou en cuivre, sont associés à des ballons placés directement au-dessus pour assurer une circulation efficace. Ces systèmes ont des performances réduites dans les zones froides ou lorsque la différence de température entre le fluide chaud et froid est faible.

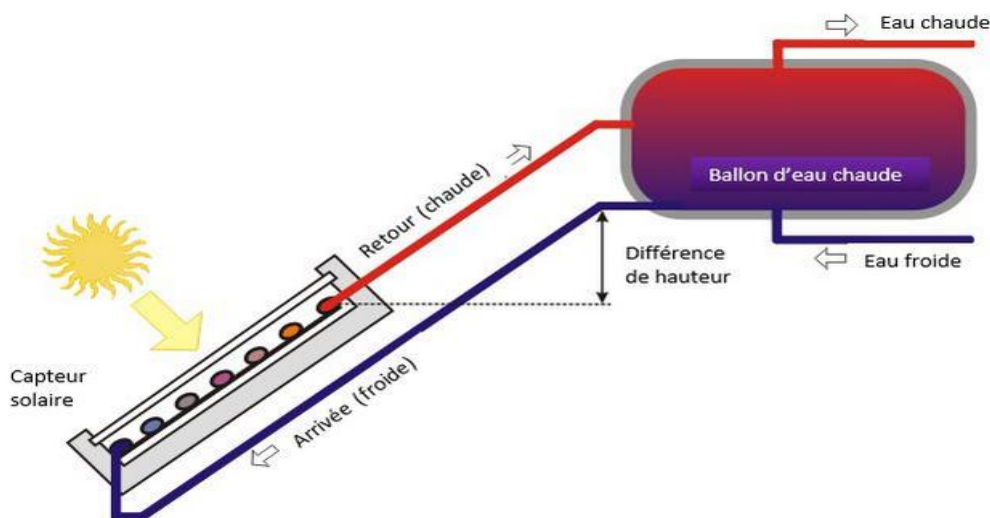


Figure I.9: Une illustration montrant un système à thermosiphon, avec des capteurs solaires, un ballon de stockage placé en hauteur, et la circulation naturelle du fluide [4].

I.4.2.3. Systèmes Monoblocs ou Intégrés

Les systèmes monoblocs sont des dispositifs compacts qui intègrent à la fois les capteurs solaires et le ballon de stockage dans une seule unité préassemblée. Ils sont particulièrement adaptés aux petits besoins en eau chaude, ce qui les rend idéaux pour des habitations individuelles ou des applications ponctuelles. Leur conception simplifie grandement l'installation, permettant une mise en place rapide, même dans des espaces restreints [13]. Comme indiqué dans la **Figure I.10**, ces systèmes sont souvent fabriqués à partir de matériaux robustes, tels que des polymères résistants ou de l'acier inoxydable, afin de supporter les conditions extérieures. Ils présentent plusieurs avantages, notamment leur facilité d'utilisation et leur compatibilité avec les climats tempérés. Cependant, ils possèdent également des limites : leur capacité est généralement réduite, ce qui peut être insuffisant pour les besoins importants, et leurs performances diminuent dans les régions où les températures sont particulièrement basses.

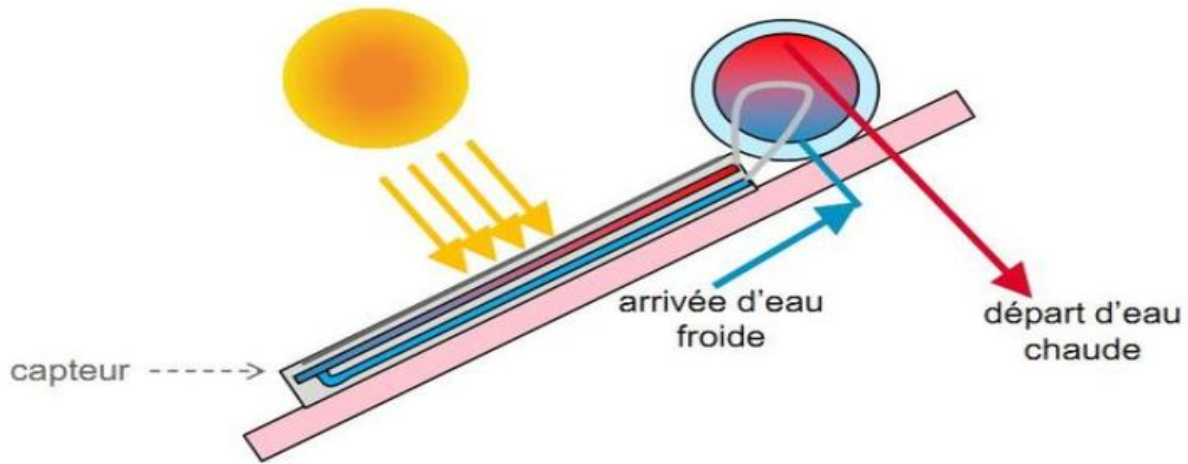


Figure I.10: Un schéma d'un système monobloc compact, combinant des panneaux solaires et un ballon de stockage intégré [13].

I.5. Techniques d'amélioration de la performance thermique

Le système de production d'eau chaude sanitaire solaire constitue une solution idéale pour améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments en exploitant une source d'énergie renouvelable et gratuite : l'énergie solaire. Pour maximiser la performance thermique de ce système, plusieurs techniques et considérations peuvent être appliquées :

I.5.1. Amélioration de l'orientation et de l'inclinaison des capteurs solaires.

L'optimisation de l'orientation et de l'inclinaison des capteurs solaires est fondamentale pour maximiser l'énergie captée, en tenant compte de la latitude, des saisons et de l'heure, afin d'améliorer l'efficacité du système. Idéalement, les capteurs doivent être orientés plein sud dans l'hémisphère nord (ou plein nord dans l'hémisphère sud) et inclinés selon un angle proche de la latitude du lieu. En été, une inclinaison plus faible ($\text{latitude} - 10^\circ$) permet de capter davantage de rayons solaires en position haute, tandis qu'en hiver, une inclinaison plus forte ($\text{latitude} + 10^\circ$) améliore l'efficacité face aux rayons solaires bas. Le **Figure I.11** montre que la captation énergétique varie avec la latitude et les saisons, soulignant l'importance d'un ajustement précis pour garantir une performance optimale [5].

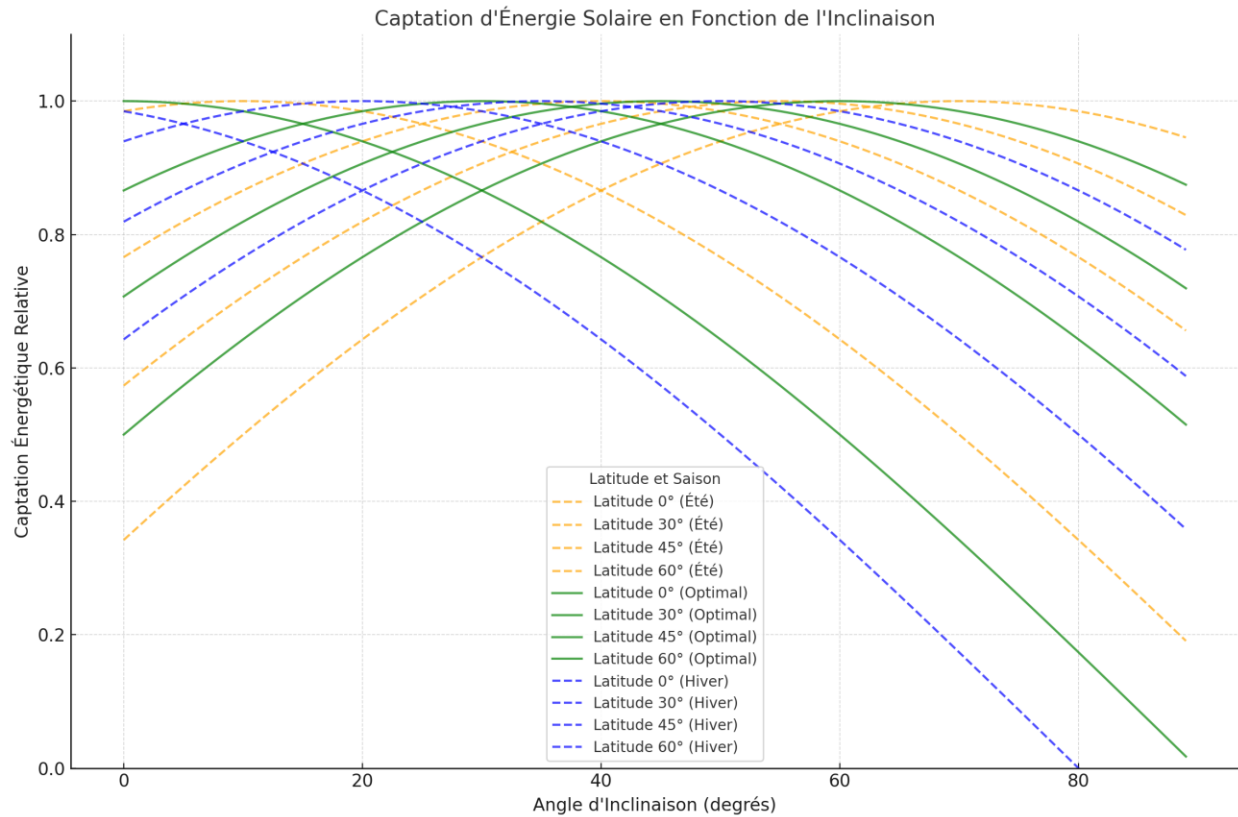


Figure I.11 : la relation entre l'angle d'inclinaison et l'énergie captée à différentes latitudes pour une journée moyenne [5].

I.5.2. Utilisation de capteurs solaires performants

Les capteurs solaires améliorent l'efficacité des systèmes de production d'eau chaude sanitaire en captant l'énergie solaire, réduisant ainsi la dépendance énergétique et les coûts tout en étant plus écologiques. Les capteurs plans vitrés conviennent aux zones avec un ensoleillement modéré et des besoins standard, mais leur performance est limitée dans les climats froids. En revanche, les capteurs tubulaires sous vide sont plus efficaces, surtout dans les régions froides ou pour des besoins plus élevés, grâce à leur capacité à minimiser les pertes thermiques. Ces deux types de capteurs permettent d'optimiser la production d'eau chaude en fonction des conditions climatiques et des exigences énergétiques.

I.5.3. Isolation thermique du circuit et du ballon de stockage

L'isolation thermique est cruciale pour améliorer les performances des systèmes solaires de production d'eau chaude sanitaire, en réduisant les pertes de chaleur et en optimisant l'efficacité

énergétique. Parmi les matériaux les plus couramment utilisés, on trouve les mousses thermiques (comme le polyuréthane et le polyéthylène), les fibres minérales, ainsi que les isolants réfléchissants. Les méthodes d'application comprennent l'utilisation de manchons isolants pour recouvrir les tuyaux, y compris les coudes, et l'enveloppement du ballon de stockage avec une couche épaisse d'isolant, protégée en fonction des conditions extérieures. Il est essentiel de sélectionner des matériaux adaptés au climat, durables et présentant un bon équilibre entre coût et performance. Les avancées technologiques, comme l'isolation sous vide et les systèmes intelligents équipés de capteurs, offrent des solutions encore plus performantes. Une isolation bien conçue permet de maximiser la conservation de l'énergie et d'obtenir des économies substantielles à long terme.

I.5.4. Systèmes de régulation avancés et dispositifs d'appoint

Les systèmes de régulation intelligents et les systèmes d'appoint sont essentiels pour optimiser les performances des installations solaires de production d'eau chaude sanitaire. Les régulateurs intelligents optimisent l'efficacité énergétique en ajustant automatiquement le fonctionnement des systèmes, grâce à une surveillance en temps réel de paramètres tels que la température, le débit et le rayonnement solaire. Les systèmes d'appoint, quant à eux, assurent un apport constant en eau chaude lors de faibles apports solaires, comme en cas de mauvais temps ou de forte demande. Ces dispositifs incluent des solutions électriques, au gaz, à biomasse ou à pompe à chaleur, conçues pour fonctionner de manière écoénergétique. Leur intégration intelligente garantit une utilisation optimale des ressources, réduit les coûts énergétiques et renforce la fiabilité et la durabilité des systèmes, tout en restant respectueuse de l'environnement.

I.6. Aspects économiques et réglementaires

I.6.1. Aspects économiques

Les aspects économiques du système de production d'eau chaude sanitaire solaire sont essentiels pour évaluer la viabilité de ce type de solution dans différents contextes, notamment résidentiels, industriels ou collectifs. Voici quelques points clés à considérer :

- **Coût initial d'installation**

L'installation d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire représente un investissement initial conséquent. Ce coût comprend l'acquisition des panneaux solaires, des

équipements de stockage tels que les ballons thermiques, des systèmes de régulation et de contrôle, ainsi que les frais liés à l'installation. Les prix peuvent varier en fonction de la taille du système (par exemple, pour une maison individuelle ou un bâtiment collectif), des technologies choisies (panneaux plans, capteurs à tubes sous vide, etc.), et des conditions locales comme l'ensoleillement ou les réglementations en vigueur. le graphique ci-dessous étude comparative des coûts des installations solaires , illustre les principaux composants et leurs parts respectives dans le coût total d'installation .Les systèmes de plus grande capacité et utilisant des technologies plus avancées ont tendance à entraîner des coûts plus élevés, mais ils peuvent également offrir des rendements plus importants et un retour sur investissement plus rapide.

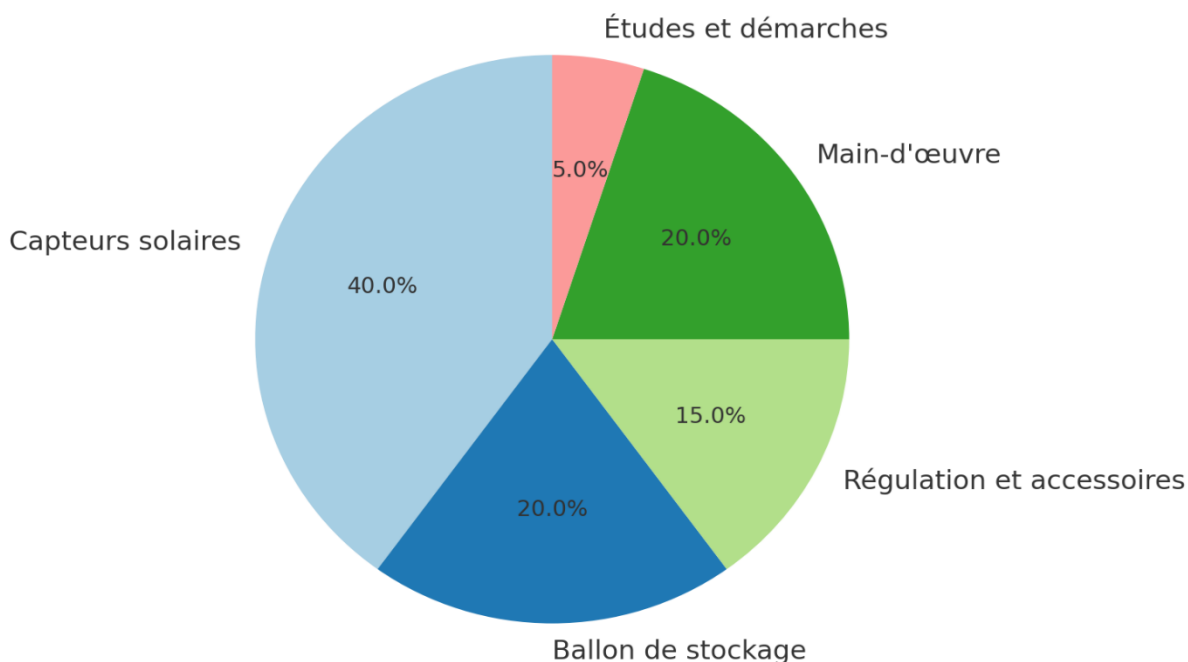


Figure I.12 : la répartition des coûts d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire [14].

- **Coûts d'exploitation et de maintenance**

Les coûts d'exploitation et de maintenance des systèmes solaires pour l'eau chaude sanitaire sont faibles mais indispensables, incluant le nettoyage des capteurs, le contrôle du fluide caloporteur et l'inspection des composants pour assurer des performances optimales et une longue durée de vie. Les coûts d'exploitation comprennent principalement la consommation

d'énergie d'appoint, utilisée lorsque l'ensoleillement est insuffisant, ainsi que la consommation électrique réduite de la pompe de circulation et du système de contrôle. Les coûts de maintenance, quant à eux, englobent l'entretien annuel réalisé par un professionnel, le remplacement périodique du fluide caloporteur, le remplacement occasionnel de pièces défectueuses, le nettoyage des capteurs si nécessaire, et éventuellement une assurance pour les risques de dégâts. Bien que les coûts de maintenance soient globalement modérés, un entretien régulier et une installation de qualité sont essentiels pour assurer la longévité et l'efficacité du système, et ainsi maximiser les économies à long terme ,le **Figure I.13** résumant les coûts d'exploitation et de maintenance d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire.

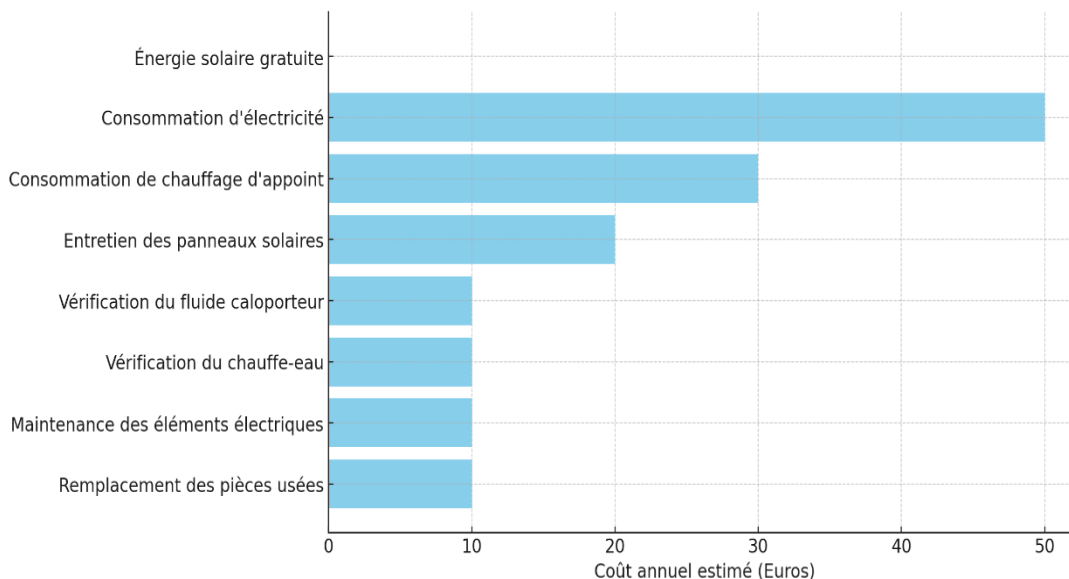


Figure I.13 : les coûts d'exploitation et de maintenance d'un système de production d'eau chaude sanitaire solaire [15].

• Rentabilité

Le rendement économique d'un système solaire pour la production d'eau chaude sanitaire. Tout d'abord, les aides financières disponibles peuvent réduire significativement le coût initial de l'installation. Une fois installé, un chauffe-eau solaire permet de réaliser d'importantes économies sur les factures énergétiques liées à l'eau chaude. De plus, la longévité de ces systèmes, qui dépasse souvent 20 ans, réduit les coûts de remplacement et d'entretien à long terme. Enfin, l'utilisation de l'énergie solaire contribue à diminuer l'empreinte carbone, faisant de cette option une solution rentable et respectueuse de l'environnement pour la production d'eau chaude sanitaire.

I.6.2. Aspects réglementaires

Les aspects réglementaires d'un système de production d'eau chaude solaire englobent les normes techniques, la réglementation thermique, les subventions financières et les normes d'installation, garantissant la qualité, la sécurité et la conformité des systèmes. Les équipements doivent respecter les normes européennes, telles que la norme EN 12975 [16] pour les capteurs solaires thermiques et la norme EN 12976 pour les systèmes préfabriqués, garantissant leur performance et leur fiabilité.

Pour encourager leur adoption, plusieurs dispositifs financiers sont disponibles, Les Certificats d'Économie d'Énergie (CEE) [17] et les subventions locales complètent ces aides pour diminuer le coût initial d'installation. L'installation doit être réalisée par un professionnel certifié RGE (Reconnu Garant de l'Environnement), condition indispensable pour accéder à ces incitations financières. Enfin, Les systèmes doivent se conformer aux réglementations d'urbanisme, en particulier si les panneaux sont installés en façade ou sur le toit, et inclure des dispositifs de sécurité tels que des mécanismes anti-surchauffe et des soupapes de sécurité pour prévenir les risques potentiels impacts environnementaux et sociaux de la production d'eau chaude solaire.

I.6.3. Réduction des émissions de gaz à effet de serre

La production d'eau chaude solaire contribue significativement à la réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES). En utilisant l'énergie solaire, une source renouvelable et propre, elle remplace ou diminue la dépendance aux combustibles fossiles tels que le gaz, le charbon ou le pétrole, qui sont responsables de l'émission de grandes quantités de CO₂. Cette réduction des GES est particulièrement importante dans la lutte contre le changement climatique, car elle permet de diminuer l'empreinte carbone associée à la production d'énergie thermique. Le **Tableau I.2** illustrent l'impact environnemental de la production d'eau chaude solaire :

Tableau I.2 : la réduction des émissions de CO₂ résultant de l'adoption des systèmes solaires [18].

Source d'énergie remplacée	Réduction annuelle moyenne de CO ₂ (kg)	Réduction en pourcentage (%)
Électricité	500	70%
Gaz	350	40%
Fioul	400	50%

Ces données montrent que l'adoption des systèmes solaires thermiques permet de réduire considérablement les émissions de CO₂, avec une efficacité particulièrement notable lorsque l'énergie solaire remplace l'électricité. Ces bénéfices sont renforcés par le fait que la production d'eau chaude solaire est basée sur une technologie propre et durable, ce qui en fait un pilier essentiel dans la transition énergétique et la lutte contre le réchauffement climatique.

I.6.4. Diminution de la dépendance aux énergies fossiles

La dépendance aux énergies fossiles implique une reliance sur des ressources comme le pétrole, le charbon et le gaz naturel, entraînant des impacts environnementaux, économiques et sociaux. Environnementalement, elle contribue aux émissions de gaz à effet de serre et à la pollution de l'air. Économiquement, elle expose à l'instabilité des prix et à la fuite de capitaux. Socialement, elle génère des conditions de travail précaires et aggrave la précarité énergétique. Passer aux énergies renouvelables permet de réduire cette dépendance tout en offrant des solutions durables et locales.

I.6.5. Impact social et équité énergétique

L'impact social et l'équité énergétique de la production d'eau chaude solaire sont des enjeux cruciaux. D'une part, cette technologie améliore la qualité de vie en offrant un accès à l'eau chaude, particulièrement bénéfique pour les ménages à faible revenu ou dans les zones rurales. Elle crée également des emplois locaux dans la fabrication, l'installation et la maintenance des systèmes solaires thermiques, tout en réduisant la dépendance aux énergies polluantes, contribuant ainsi à une transition énergétique plus propre. Cependant, le coût initial des installations reste un obstacle majeur, limitant l'accès à cette technologie, notamment dans les pays en développement. Les régions moins ensoleillées, en outre, peuvent en tirer moins de bénéfices, ce qui accentue les disparités géographiques. Pour garantir une transition juste, il est essentiel de mettre en place des politiques publiques, telles que des subventions et des aides financières, afin de rendre l'accès à l'énergie solaire plus équitable. La formation des populations locales et une meilleure sensibilisation à l'importance de ces technologies sont également nécessaires pour favoriser leur adoption et garantir que les bénéfices soient partagés de manière équitable entre les différentes communautés.

I.7. Comparaison avec d'autres technologies de production d'eau chaude

I.7.1. Chauffe-eau électriques

Les chauffe-eau électriques à accumulation se distinguent par leur faible coût initial et leur simplicité d'installation, ce qui les rend accessibles à un large public. Cependant, ils présentent des inconvénients notables, notamment une consommation énergétique élevée et un impact environnemental significatif si l'électricité provient de sources fossiles. En comparaison, les chauffe-eau solaires thermiques, bien que plus coûteux à l'achat, offrent des avantages environnementaux et économiques à long terme grâce à l'utilisation d'une énergie renouvelable et un rendement énergétique supérieur. La figure ci-dessous illustre le fonctionnement d'un chauffe-eau électrique à accumulation. Elle montre les composants principaux, notamment le ballon de stockage isolé, la résistance électrique et le thermostat. Cette figure met en évidence le principe de chauffage par résistance et le maintien de l'eau à une température stable grâce à l'isolation thermique.

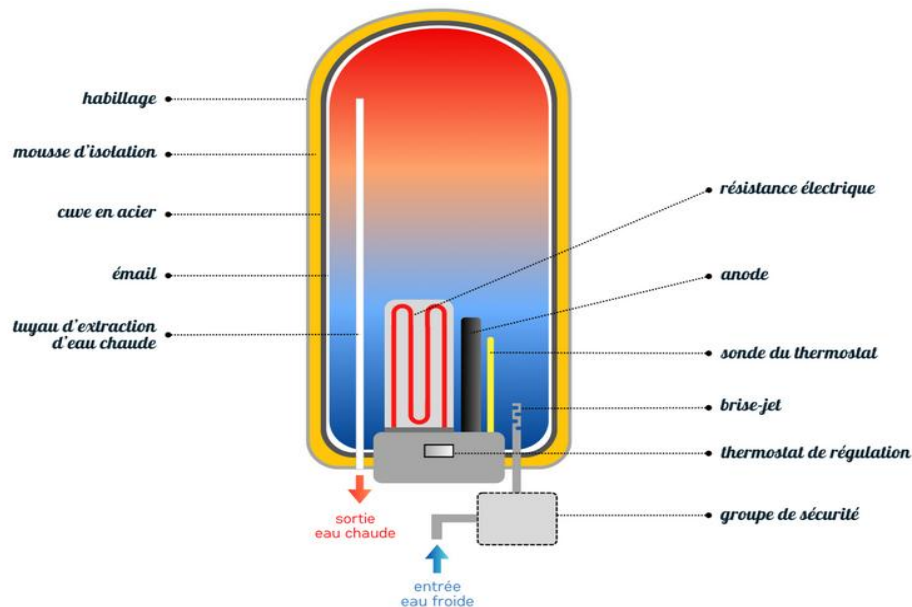


Figure I.14 : chauffe-eau électrique à accumulation [19].

I.7.2. Chauffe-eau à gaz et chaudières

Les chauffe-eau à gaz et les chaudières fonctionnent grâce à la combustion de gaz naturel, propane ou butane, offrant une efficacité rapide et des coûts d'exploitation compétitifs à court terme. Cependant, ces systèmes dépendent des fluctuations des prix du gaz, ce qui peut réduire leur rentabilité sur le long terme. En comparaison, les systèmes solaires thermiques, bien que

nécessitant un investissement initial élevé, bénéficiant de coûts d'exploitation quasi nuls grâce à l'utilisation de l'énergie solaire gratuite. Les subventions et aides financières disponibles renforcent leur avantage économique à long terme. Sur le plan environnemental, les chauffe-eau à gaz émettent du CO_2 et des oxydes d'azote (NO_x) lors de la combustion, contribuant au réchauffement climatique et à la pollution atmosphérique locale. En revanche, les chauffe-eau solaires thermiques n'émettent pas de gaz à effet de serre en fonctionnement et ont une empreinte écologique nettement inférieure sur leur durée de vie, malgré l'impact initial lié à la fabrication des capteurs.

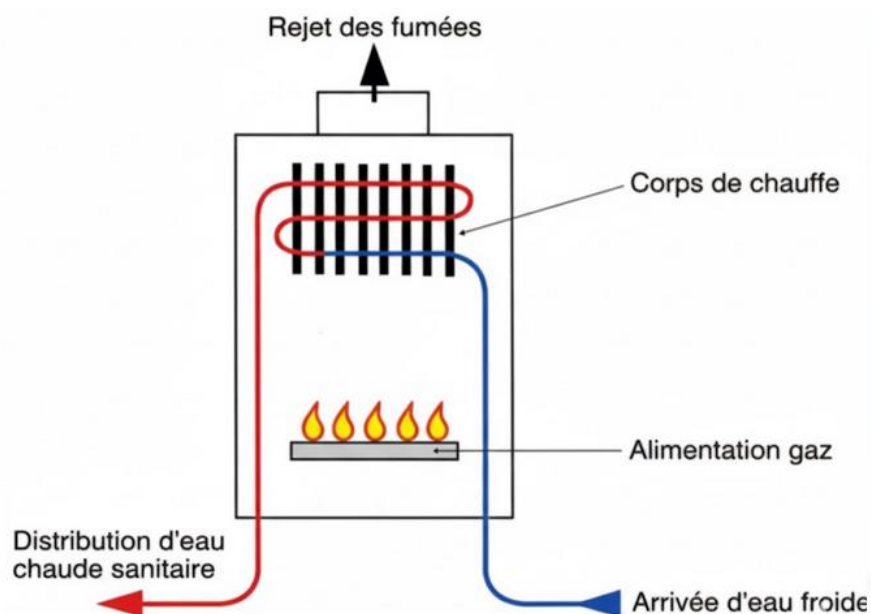


Figure I.15 : chauffe-eau au gaz [20].

I.7.3. Pompe à chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire

Les pompes à chaleur (PAC) pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) et les capteurs solaires thermiques offrent des solutions efficaces et durables pour réduire la consommation énergétique. Les PAC, avec un coefficient de performance (COP) de 3 à 5, produisent plusieurs fois plus d'énergie qu'elles n'en consomment en électricité, mais leur performance peut diminuer dans les climats très froids [21]. En comparaison, les capteurs solaires thermiques, avec un rendement de 50 % à 70 %, sont particulièrement efficaces dans les régions bien ensoleillées mais nécessitent un investissement initial plus élevé.

En termes de coûts, les PAC présentent un investissement initial plus abordable mais restent sensibles aux fluctuations des prix de l'électricité, tandis que les capteurs solaires thermiques ont des coûts d'exploitation quasi nuls grâce à l'énergie solaire gratuite. Sur le plan environnemental, les deux systèmes réduisent les émissions de gaz à effet de serre comparés aux solutions traditionnelles. Cependant, les capteurs solaires thermiques affichent une empreinte carbone quasi nulle en fonctionnement, contre une dépendance partielle des PAC à l'électricité, dont l'impact dépend de sa source.

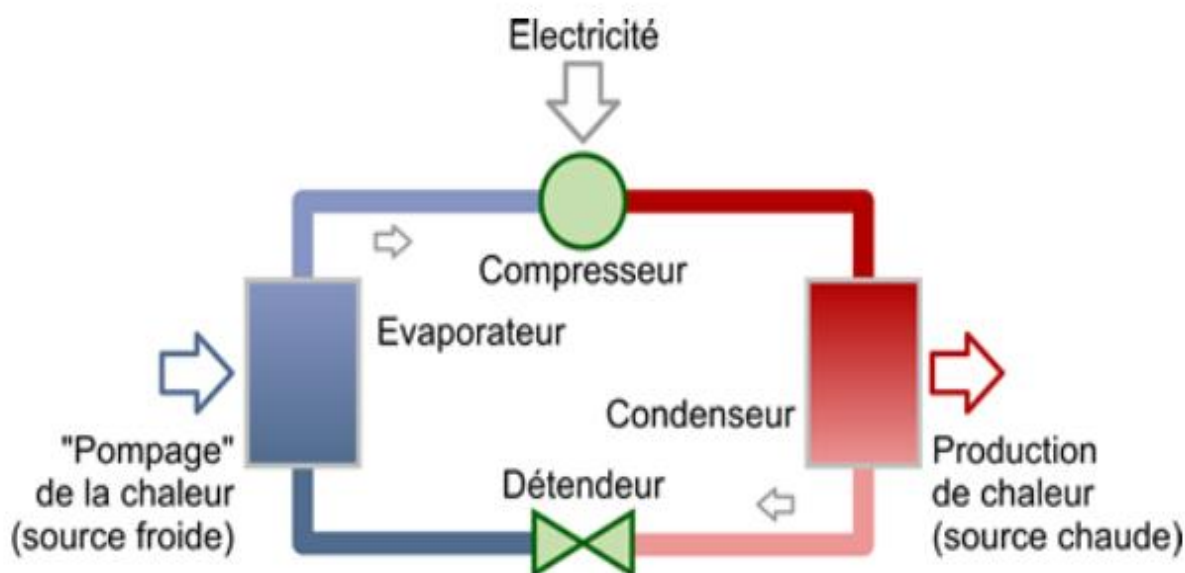


Figure I.16 : Principe de la pompe à chaleur électrique [22].

I.7.4. Chauffage solaire hybride

Le chauffage solaire hybride pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) est un système qui combine l'énergie solaire thermique avec une source d'appoint (généralement électrique ou à gaz), afin de garantir une production constante d'eau chaude, quel que soit l'ensoleillement. Ce type de système repose sur des panneaux solaires thermiques pour capter l'énergie solaire et la convertir en chaleur, laquelle est ensuite utilisée pour chauffer l'eau stockée dans un ballon d'eau chaude. Lorsque l'ensoleillement est insuffisant ou que la demande dépasse la capacité des panneaux solaires, une source d'énergie complémentaire prend le relais pour maintenir la température de l'eau souhaitée [23]. L'un des principaux avantages de ce système est sa capacité à réduire les coûts énergétiques et à diminuer la dépendance aux combustibles fossiles, en utilisant

principalement une ressource renouvelable. Cependant, l'investissement initial nécessaire pour l'installation de panneaux solaires et de systèmes de stockage peut être relativement élevé [24]. En dépit de ce coût, l'efficacité énergétique et la réduction des émissions de gaz à effet de serre en font une option intéressante pour les foyers et bâtiments commerciaux, particulièrement dans les régions bénéficiant de bonne ensoleillement tout au long de l'année.

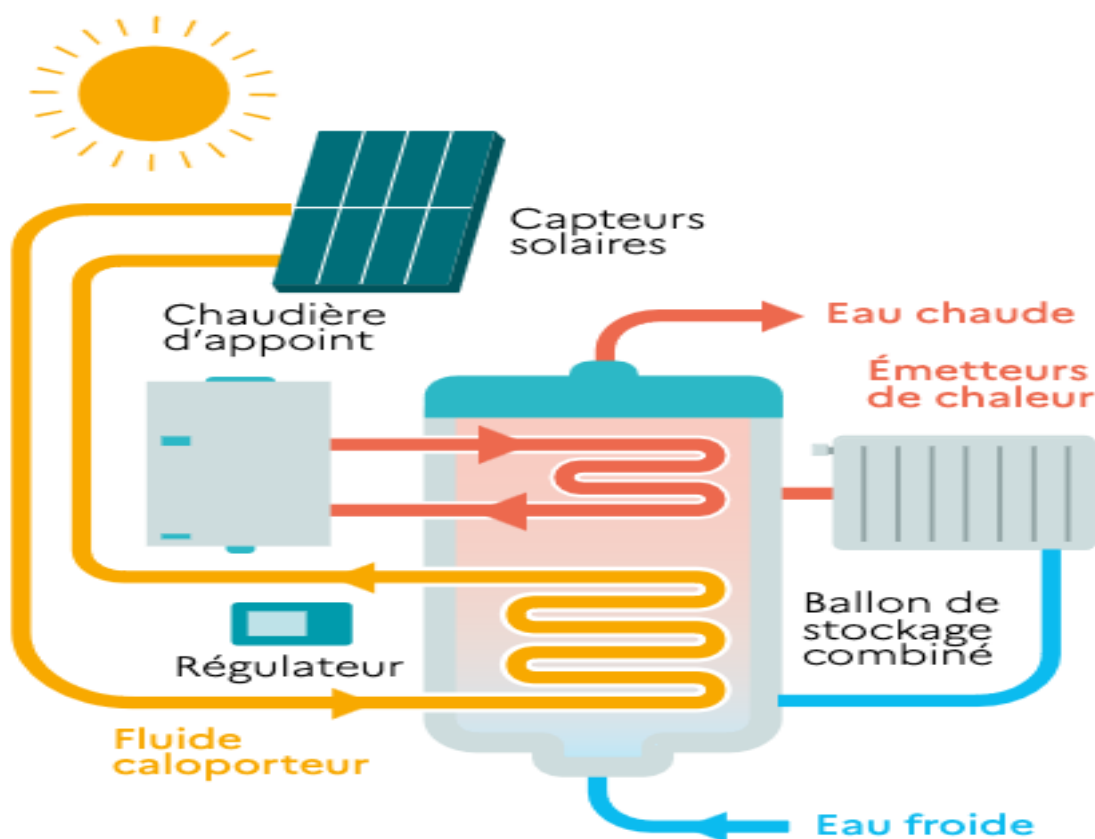


Figure I.17 : Chauffe-eau solaire hybride (capteur solaire et source d'appoint à gaz) [23].

Les technologies de production d'eau chaude varient largement en termes de rendement, coût et impact environnemental. Les chauffe-eau électriques, bien que peu coûteux à l'achat, sont énergétiquement inefficaces et génèrent des émissions de CO₂ élevées. Les chauffe-eau à gaz et chaudières offrent un rendement plus élevé, mais restent dépendants des combustibles fossiles. Les pompes à chaleur, avec un rendement énergétique très élevé, sont plus durables, mais leur coût initial est élevé et leur efficacité peut être réduite dans les climats froids.

Enfin, les chauffages solaires hybrides, combinant énergie solaire et autres sources, offrent un rendement significatif et une faible empreinte carbone, bien qu'ils dépendent d'un bon

ensoleillement et nécessitent un espace d'installation suffisant. Une comparaison détaillée des caractéristiques de ces technologies est présentée dans le **Tableau I.3**.

Tableau I.3 : Comparaison des technologies de production d'eau chaude [25].

Technologie	Rendement Énergétique	Coût Initial	Émissions de CO ₂	Maintenance	Facteurs Limitants
Chauffe-eau électrique	Bas (20-30%)	Faible	Élevées	Faible	Consommation électrique élevée, peu écologique.
Chauffe-eau à gaz / chaudières	Moyen (60-80%)	Moyen	Modérées	Moyenne	Dépendance aux combustibles fossiles, coûts variables .
Pompe à chaleur	Élevé (300-400%)	Élevé	Faibles	Moyenne	Efficacité réduite dans les climats très froids.
Chauffage solaire hybride	Élevé (40-70%)	Moyen/Élevé	Très faibles	Moyenne	Dépendance à l'ensoleillement, nécessite une surface pour l'installation des panneaux.

I.8. Conclusion

Ce chapitre a présenté les fondements des capteurs solaires thermiques et leur rôle clé dans la production d'eau chaude sanitaire. Les systèmes doivent se conformer aux réglementations d'urbanisme, en particulier si les panneaux sont installés en façade ou sur le toit, et inclure des dispositifs de sécurité tels que des mécanismes anti-surchauffe et des soupapes de sécurité pour prévenir les risques potentiels.

Nous avons exploré les différents types de capteurs, leurs principes de fonctionnement et les critères essentiels pour leur sélection. Chacun de ces dispositifs possède des caractéristiques spécifiques qui le rendent adapté à des applications particulières, qu'il s'agisse de besoins domestiques, industriels ou de climats variés. Les avancées dans les matériaux, les systèmes de

régulation et les dispositifs d'appoint améliorent la performance et la fiabilité des capteurs solaires, assurant ainsi un fonctionnement optimal même lors de périodes de faible ensoleillement.

Par ailleurs, des techniques d'amélioration telles que l'optimisation de l'orientation des capteurs, l'isolation thermique avancée et l'intégration de systèmes intelligents contribuent à maximiser leur rendement énergétique. Ces avancées témoignent de l'engagement continu à rendre ces systèmes plus efficaces et accessibles, tout en réduisant les coûts d'installation et d'entretien à long terme.

CHAPITRE

II

Estimation du rayonnement solaire dans
les différentes
zones climatiques en Algérie

II.1. Introduction

L'évaluation du rayonnement solaire dans les différentes zones climatiques en Algérie constitue un sujet primordial, car elle permet non seulement de déterminer le potentiel énergétique du pays, mais aussi d'optimiser l'utilisation des ressources solaires dans des secteurs variés. En effet, avec son ensoleillement abondant et son territoire vaste et diversifié, l'Algérie offre des conditions idéales pour le développement des technologies solaires, notamment les panneaux photovoltaïques et les centrales solaires thermiques.

Le développement de divers systèmes d'énergie solaire et l'évaluation de leurs performances dépendent d'une répartition précise du rayonnement solaire à un emplacement donné. Cependant, en raison des coûts élevés liés aux équipements et aux techniques de mesure, de nombreux pays en développement ne disposent pas des moyens nécessaires pour surveiller ce paramètre. Par conséquent, il devient indispensable de mettre au point des méthodes d'estimation du rayonnement solaire en s'appuyant sur des données météorologiques plus accessibles et moins coûteuses. De nombreuses formules empiriques calculent le rayonnement solaire à l'aide de divers paramètres. Certaines études utilisent la durée d'ensoleillement[26-31], d'autres l'humidité relative et la température [32]. D'autres méthodes se basent sur les jours de pluie, les heures d'ensoleillement, ainsi qu'un facteur influencé par la latitude et l'altitude [33].

Le deuxième chapitre est consacré à une analyse globale de l'estimation du rayonnement solaire en Algérie, en mettant l'accent sur deux types de capteurs solaires : les capteurs plans et les capteurs sphériques. Il explore les principaux facteurs qui influencent le rayonnement solaire dans les différentes zones climatiques du pays, tels que la latitude, la couverture nuageuse et les conditions météorologiques locales. Cette étude est essentielle pour optimiser l'utilisation des énergies renouvelables et adapter leur exploitation aux particularités climatiques de chaque région en Algérie.

II.2. Évaluation du potentiel et du gisement solaire en Algérie :

L'Algérie, en raison de sa position géographique stratégique, possède l'un des plus grands potentiels solaires au monde. En effet, la durée d'ensoleillement annuelle varie entre 2000 et 3900 heures selon les régions du pays, avec des valeurs particulièrement élevées dans le Sahara. Le rayonnement solaire moyen oscille entre 1700 kWh/m²/an dans les zones côtières et peut atteindre

jusqu'à 2650 kWh/m²/an dans le désert saharien. Cela confère à l'Algérie un gisement solaire considérable, en faisant une région favorable pour le développement des énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire [34].

Cette abondante ressource énergétique représente une réponse stratégique à l'augmentation constante de la demande énergétique nationale, qui a connu une hausse impressionnante de 62 % au cours de la dernière décennie [35]. Cependant, bien que le potentiel solaire soit évident, le réseau de mesure des paramètres radiométriques en Algérie reste limité. En effet, il est composé de seulement sept stations principales à travers le pays, ce qui entrave une évaluation complète et précise de cette ressource. Une cartographie précise du potentiel solaire nécessite donc l'intégration de plusieurs sources de données : les mesures au sol, les modèles numériques d'estimation et les informations satellitaires.

L'Atlas solaire de l'Algérie propose une méthode validée pour estimer l'irradiation solaire globale. Cette méthode repose sur l'analyse de la durée d'insolation mesurée sur 11 ans dans différents sites à travers le pays. Les données obtenues permettent de générer des cartes solaires, comme celle illustrant la moyenne annuelle de la durée d'insolation (**Figure II.1**).

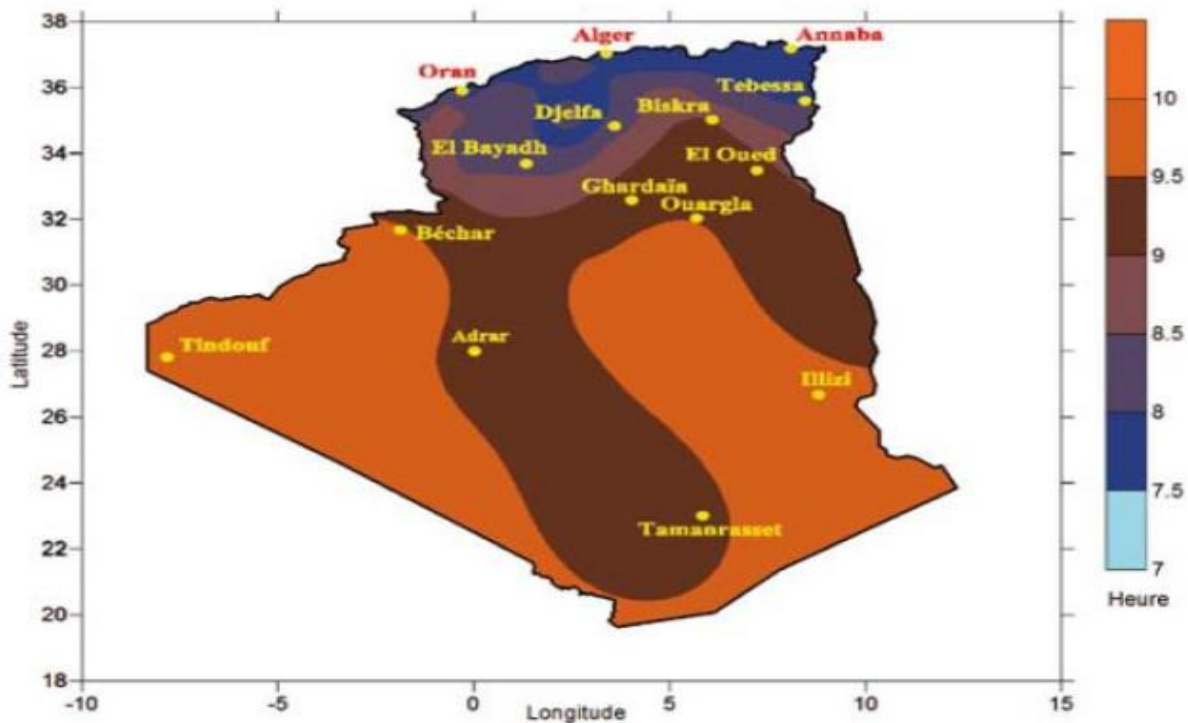


Figure II.1 : La moyenne annuelle de la durée d'insolation en Algérie[34].

II.3. Les zones climatiques en Algérie

II.3.1. Diversité climatique en Algérie et énergie solaire

L'Algérie est un vaste pays englobant une variété de climats du nord au sud. Elle couvre une superficie de 2 381 741 km², s'étendant entre 18° et 38° de latitude nord, et entre 9° à l'ouest et 12° à l'est en termes de longitude. Cette vaste étendue territoriale présente une diversité de zones climatiques.

Le rayonnement solaire incident est l'un des facteurs clés déterminant les performances thermiques des systèmes solaires. Par conséquent, il est crucial de prendre en compte les conditions météorologiques spécifiques aux différentes zones climatiques avant d'entreprendre toute installation physique de dispositifs d'énergie solaire. K. Smaili [36] a montré comment les variations des zones climatiques régionales du modèle d'estimation des rayonnements solaires dépendent en grande partie des facteurs météorologiques.

L'optimisation d'une installation solaire collective permet d'analyser l'impact de différents coûts sur la taille de la surface de captation, le système d'appoint et le coût de l'énergie dans le champ de captation d'une installation solaire de chauffage d'eau collective, pour diverses zones climatiques de l'Algérie. La relation entre les zones climatiques et les collecteurs solaires réside dans l'adaptation des installations solaires aux conditions environnementales spécifiques de chaque région. Différentes zones climatiques présentent des variations en termes de température, d'ensoleillement et de conditions météorologiques, ce qui influence directement les performances des collecteurs solaires.

II.3.2. Classifications des zones climatiques en Algérie

La diversité climatique de l'Algérie est bien reconnue. Dans le nord du pays, le climat, en particulier le long de la zone côtière, présente des similitudes avec celui d'autres nations méditerranéennes. En avançant vers le sud, on observe un changement climatique avec des hivers plus froids et des étés plus chauds.

En Algérie, plusieurs études ont été menées pour classifier et représenter les différentes zones climatiques ont été proposées :

II.3.2.1. Classification établie par le CSTB en 1962

En 1962, J.Borel, a établi la première classification dans un rapport du Centre scientifique et Technique du bâtiment (CSTB) [37]. En matière de classification, six zones climatiques distinctes sont représentées par les lettres A, B, C, D1, D2 et D3, comme le montre la **Figure II.2**.

- Zone A : Littoral et versant nord des chaînes côtières.
- Zone B : Plaine et vallées entre les chaînes côtières et l'Atlas Tellien, sauf Chlef.
- Zone B' : Sous-zone B, vallée de Chlef entre l'Ouarsenis et les montagnes du Dahra.
- Zone C : Hauts plateaux entre l'Atlas Tellien et l'Atlas Saharien, climat méditerranéen montagnard.
- Zone D1 : Couvre le Sahara au-delà de l'Atlas Saharien, jusqu'à la latitude 31°.
- Zone D2 : Concerne le Sahara entre la latitude 31° et la latitude 26°.
- Zone D3 : Sahara au-delà de la latitude 26°, jusqu'aux frontières sud.

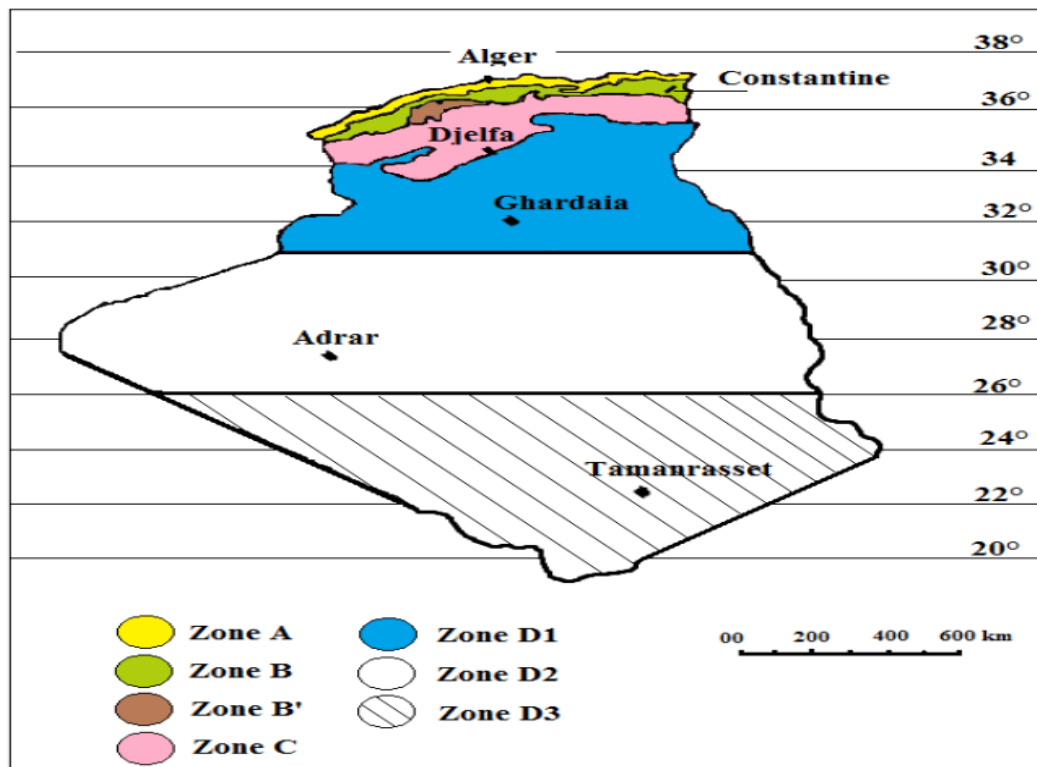


Figure II.2 : Classification CSTB 1962 des zones climatiques en Algérie [37].

II.3.2.2. Classification établie par le CNERIB en 1993

Le Centre National d'Études et de Recherches Intégrées du Bâtiment (CNERIB) a mis au point une deuxième classification en 1993 [38], basée sur des données météorologiques plus détaillées (sur une période continue de 10 années, de 1974 à 1984) et plus précises que la première classification, qui montre dans **Figure II.3**. Cette nouvelle classification comprend cinq zones :

- E1 : Region côtière.
- E2 : Montagnes et plateaux élevés.
- E3 : Avant-Sahara.
- E4 : Sahara.
- E5 : Sahara.

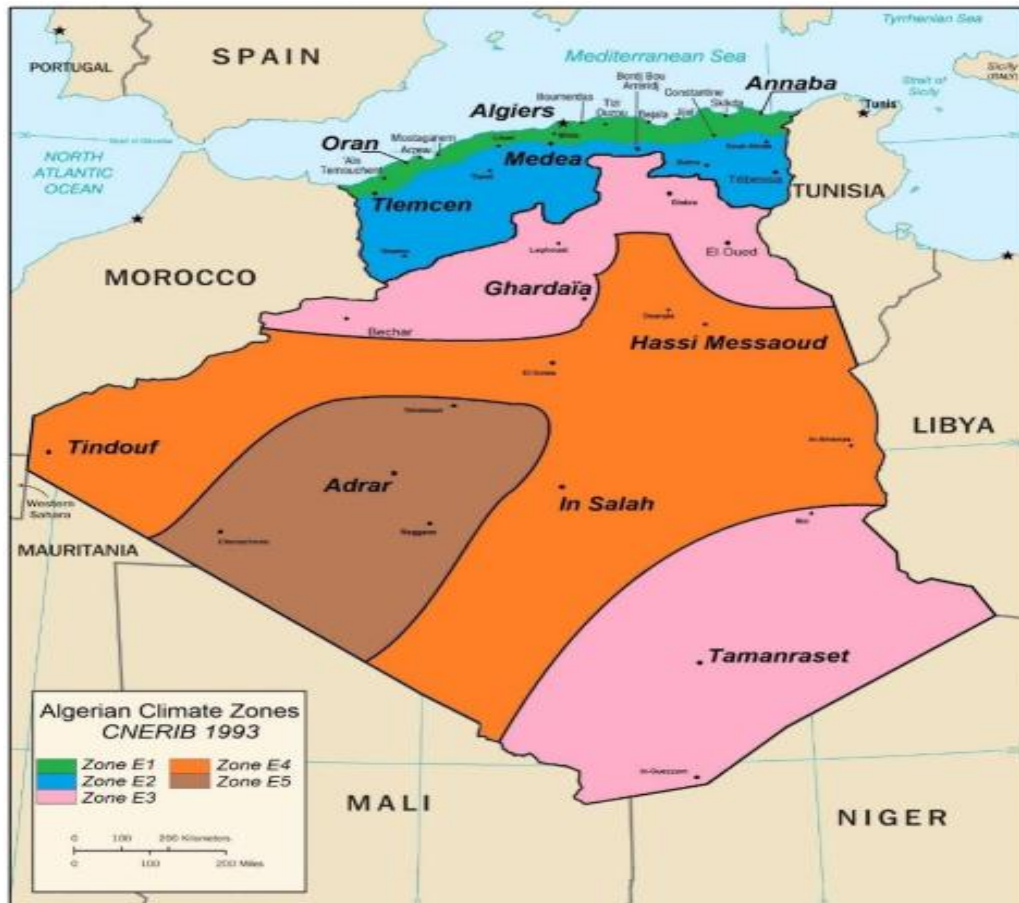


Figure II.3: Classification CNERIB 1993 des zones climatiques en Algérie [38].

II.3.2.3. Classification établie par le CNERIB en 2011

Le récent document réglementaire élaboré par le CNERIB introduit une révision approfondie de la classification des zones climatiques en Algérie, visant à mieux refléter les spécificités géographiques et les variations climatiques du pays. [39], comme le montre la **Figure II.4**. D'après ce classement, il existe six zones et trois sous-zones climatiques en Algérie :

- Zone A : Elle couvre le littoral au nord et les plaines côtières au sud..
- Zone B : Elle couvre le nord des hautes plaines intérieures, réparties entre la vallée du Chlef (B1) et celle du Guelma (B2).
- Zone C : Elle couvre les hautes plaines intérieures, ainsi que la zone D, qui inclut le nord, la Saoura et le Chott el Hodna.
- Zone E : Elle couvre le nord, l'est, le sud-ouest et le sud du Sahara, avec la sous-zone E1 comprenant le Hoggar et le Tassili.
- Zone F : concerne la région de Tanezrouft.

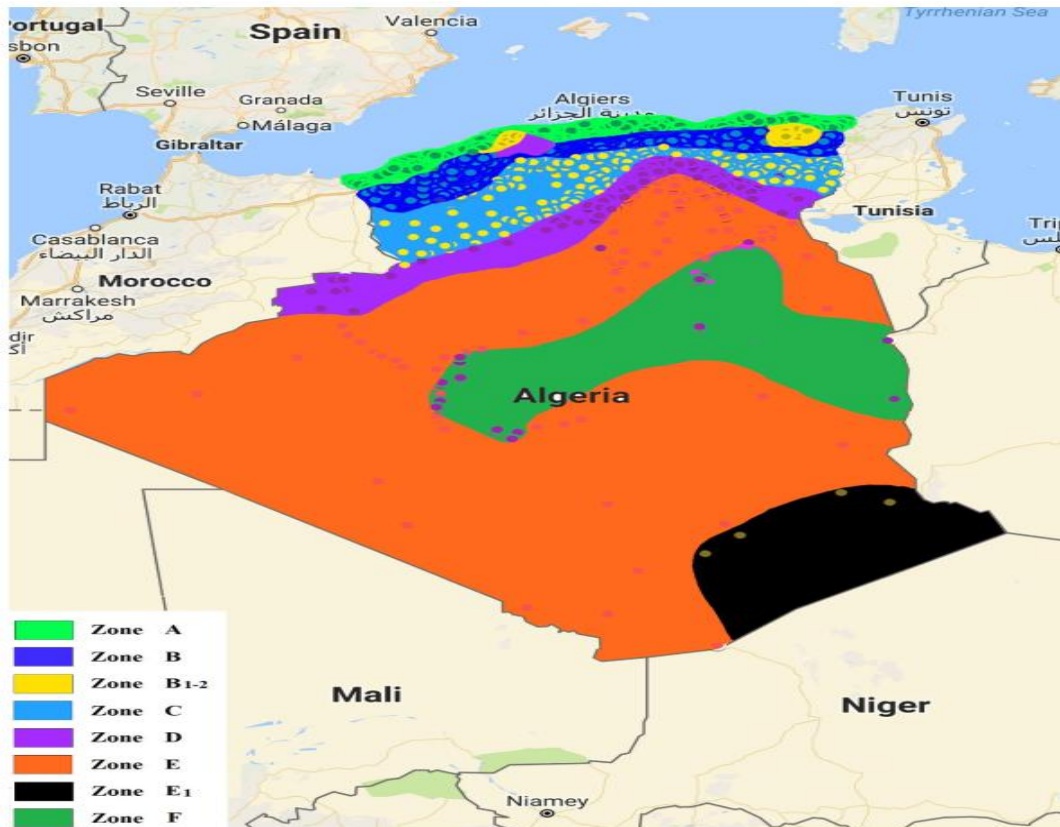


Figure II.4 : La classification des zones climatiques en Algérie établie par le CNERIB en 2011[39].

II.4. Estimation de rayonnement solaire

II.4.1. Les modèles d'estimation de rayonnement solaire

La prédiction des performances des systèmes de conversion solaire, qu'il s'agisse de systèmes photovoltaïques ou thermiques, pour un site spécifique, implique de considérer l'intensité de l'irradiation solaire globale tant sur un plan horizontal que sur un plan incliné, afin d'évaluer précisément l'impact de l'ensoleillement sur l'efficacité de ces systèmes. Malheureusement, en Algérie, en raison de contraintes financières et techniques, les données mesurées concernant le rayonnement solaire global ne sont accessibles que dans quelques endroits du pays. Il devient ainsi primordial de générer des données sur le rayonnement solaire global à l'aide de modèles de haute performance, les modèles empiriques étant particulièrement privilégiés en raison de leur efficacité.

Il existe plusieurs modèles d'estimation du rayonnement solaire, tant sur un plan horizontal que sur un plan incliné, chacun étant conçu pour des conditions particulières et reposant sur des approches mathématiques variées. Parmi ceux-ci, certains modèles sont particulièrement répandus et fréquemment utilisés :

II.4.2. Modèles empiriques

Les scientifiques spécialisés dans le domaine de l'énergie solaire ont établi de nombreuses corrélations empiriques qui établissent la relation entre le rayonnement solaire et diverses caractéristiques météorologiques. La disponibilité des paramètres météorologiques, qui servent d'entrée aux modèles de rayonnement, est cruciale pour déterminer les modèles de rayonnement appropriés pour un site donné. La première et la plus largement utilisée corrélation pour estimer le rayonnement solaire global quotidien moyen mensuel a été proposée par Angstrom [40] . Rietveld a présenté une corrélation uniforme pour calculer le rayonnement solaire global horizontal à l'aide de données observées sur 42 sites situés dans différents pays. Le modèle de Rietveld, prétendument largement applicable [41]. Bahel a créé une corrélation mondiale en utilisant les heures d'ensoleillement et les données de rayonnement de 48 stations dans diverses régions et circonstances climatiques[42] .

Des études récentes ont montré que même si les modèles empiriques démontrent une grande précision dans les régions spécifiques où ils sont évalués, ils présentent des performances contrastées dans d'autres circonstances et régions climatiques.

II.4.3. Méthodes de série temporelle

Les méthodes de séries temporelles sont souvent utilisées comme outils statistiques pour l'estimation du rayonnement solaire. Les séries temporelles se réfèrent à la progression d'une séquence d'observations qui sont régulièrement échantillonnées à des intervalles de temps donnés. Les séries temporelles optimisent les modèles mathématiques capables de prédire des observations futures à partir des données actuelles [43]. Différents modèles de séries temporelles, notamment ARIMA, AR, ARMA et VAR, sont utilisés pour estimer le rayonnement solaire [44].

II.4.4. Méthodes d'intelligence artificielle

Les progrès technologiques dans le domaine de l'informatique ont été remarquables. Elles facilitent la vie quotidienne. L'une des avancées les plus importantes est l'IA. L'intelligence artificielle (IA) est une technologie en plein essor utilisée dans de nombreux domaines. Contrairement aux méthodes conventionnelles, l'intelligence artificielle est très efficace pour gérer l'incertitude, en particulier les changements imprévus, et pour faciliter la prise de décision et les réactions rapides. L'objectif est d'appliquer des algorithmes d'intelligence artificielle pour estimer les données de rayonnement solaire, puis d'analyser les résultats des projets de recherche associés. Sur la base des recherches bibliographiques, il est évident que les algorithmes ANN, SP, RF, SMGRT, FIS, ANFIS, LSTM, ConvLSTM, CNN, XGBoost, et MLP ont été utilisés de manière prédominante[44].

II.4.5. Modèles hybrides

L'évaluation précise du rayonnement solaire est devenue impérative en raison de l'expansion croissante de l'énergie solaire. Les conditions atmosphériques multiples et les variations imprévisibles du rayonnement solaire peuvent rendre les techniques de prévision simples, telles que les modèles empiriques, d'intelligence artificielle et de séries temporelles, inadéquates pour des prévisions précises [45]. Les scientifiques ont créé des modèles hybrides pour améliorer la précision des estimations et réduire les limites des modèles d'estimation individuels. De nombreuses études démontrent que les algorithmes hybrides surpassent les méthodes empiriques, d'intelligence artificielle et de prévision des séries temporelles dans l'estimation précise du rayonnement solaire. Néanmoins, les modèles hybrides nécessitent davantage de ressources informatiques que les stratégies individuelles.

II.5. Modélisation d'estimation rayonnement solaire

II.5.1. Rayonnement extraterrestre

Le rayonnement extraterrestre représente la principale source d'énergie, et une compréhension approfondie de ses caractéristiques et de ses variations est essentielle pour le développement et la performance des technologies solaires. La constante solaire est définie comme la valeur moyenne du rayonnement solaire qui atteint une surface perpendiculaire aux rayons du soleil, mesurée en dehors de l'atmosphère terrestre. Elle représente une quantité fondamentale pour évaluer l'intensité du rayonnement solaire reçu par la Terre. Le rayonnement solaire extraterrestre instantané sur un plan horizontal pendant une journée donnée n de l'année, du lever au coucher du soleil, est également exprimé comme le rayonnement solaire normal [46].

$$G_0 = G_{sc} \left(1 + 0.0332 \cos \frac{2\pi n}{365} \right) \cos \theta_z \quad (\text{II.1})$$

La constante solaire G_{sc} la valeur précise de 1367 W/m^2 . L'angle θ_z est l'angle d'intersection du rayonnement avec le plan horizontal, par rapport à sa normale. Il est déterminé par l'angle de latitude ϕ , l'angle horaire ω et la déclinaison δ , tous mesurés en radians, selon la formule suivante:

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (\text{II.2})$$

II.5.2. La radiation solaire moyenne quotidienne mensuelle

La radiation solaire moyenne quotidienne mensuelle se réfère à la quantité moyenne d'énergie solaire reçue par unité de surface sur une base quotidienne au cours d'un mois donné. Cette mesure est souvent exprimée en mégajoules par mètre carré par jour ($\text{MJ/m}^2/\text{jour}$). La quantité de radiation solaire moyenne varie en fonction de la localisation géographique, de la saison et des conditions météorologiques. Les régions plus proches de l'équateur tendent à recevoir une plus grande quantité de radiation solaire tout au long de l'année, tandis que les régions plus éloignées de l'équateur peuvent connaître des variations saisonnières plus marquées.

Le rayonnement solaire quotidien moyen mensuel ($\bar{H}_T$), composé des composants faisceaux ($\bar{H}_b$), diffuse ($\bar{H}_d$) et réfléchi par le sol, sur une surface inclinée est donné en matière de rayonnement solaire total sur une surface horizontale. ($\bar{H}$) et coefficient de réflexion du sol ρ_g sont donnés comme [46] :

$$\overline{H_T} = \bar{H} \left(1 - \frac{\overline{H_d}}{\bar{H}}\right) \overline{R_b} + \overline{H_d} \left(\frac{1+\cos \beta}{2}\right) + \bar{H} \rho_g \left(\frac{1-\cos \beta}{2}\right) \quad (\text{II.3})$$

Le nombre R_b indique le facteur géométrique, qui est le rapport entre la moyenne mensuelle du rayonnement journalier sur la surface inclinée et celle sur le plan horizontal. Il peut être calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$\overline{R_b} = \frac{\cos \theta_z}{\cos \theta} \quad (\text{II.4})$$

L'angle θ_z représente l'angle auquel le rayonnement du faisceau coupe le plan horizontal par rapport à sa normale. L'angle d'incidence du faisceau de rayonnement sur une surface plane inclinée θ , est déterminé par l'angle de latitude ϕ , l'angle de l'heure du coucher du soleil ω'_s si et la déclinaison δ . La relation entre ces angles est la suivante :

$$\overline{R_b} = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \omega'_s \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \omega_s \sin \phi \sin \delta} \quad (\text{II.5})$$

Où :

$$\omega'_s = \min \left[\cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta), \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \tan \delta) \right] \quad (\text{II.6})$$

Le terme "min" désigne le plus petit des deux éléments placés entre parenthèses.

II.5.3. Rayonnement total horaire moyen

Le rayonnement total horaire moyen est la quantité moyenne d'énergie solaire reçue par unité de surface au cours d'une heure donnée. La mesure est exprimée en mégajoules par mètre carré par heure (MJ/m²/heure). Le rayonnement total horaire moyen fluctue en fonction de la situation géographique, de la saison et des conditions météorologiques, tout comme le rayonnement solaire journalier mensuel. La proximité de l'équateur correspond à des niveaux plus élevés de rayonnement solaire, tandis que les endroits plus éloignés de l'équateur peuvent connaître des fluctuations saisonnières plus prononcées.

Le rayonnement horaire moyen mensuel sur un capteur plan à une latitude ϕ et un angle d'inclinaison β peut être calculé pour un ciel isotrope [46].

$$\overline{I_r} = \overline{K_T H_o} \left[\left(r_t - \frac{\overline{H_d}}{\bar{H}} r_d \right) \overline{R_b} + \frac{\overline{H_d}}{\bar{H}} r_d \left(\frac{1+\cos \beta}{2} \right) + r_t \rho_g \left(\frac{1-\cos \beta}{2} \right) \right] \quad (\text{II.7})$$

La réflectance diffuse du sol ρ_g dépend des conditions locales et peut être approximée. Les facteurs r_t et r_d sont fournis comme suit :

$$r_r = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{II.8})$$

$$r_d = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s} \quad (\text{II.9})$$

Les coefficients a et b sont déterminés par :

$$a = 0.4090 + 0.5016 \sin (\omega_s - \pi/3) \quad (\text{II.10})$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin ((\omega_s - \pi/3)) \quad (\text{II.11})$$

II.5.4. Rayonnement sur un surface sphérique

Pour estimation le rayonnement reçu par une surface sphérique à partir de données concernant et c'est base sur une surface horizontale, il faut séparer la composante directe et la composante diffuse. L'angle d'incidence est négligeable pour une surface qui suit constamment le mouvement du soleil. Le facteur géométrique pour une surface sphérique, obtenu par intégration du lever au coucher du soleil, peut être calculé à l'aide de la formule suivante [47] :

$$R_{bs} = \frac{f_s}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (\text{II.12})$$

La valeur de f_s est obtenue en intégrant la composante normale du rayonnement incident sur une surface élémentaire (ΔA) à la surface du collecteur sphérique (**Figure II.5**). Cette valeur est ensuite moyennée sur toute la surface de l'hémisphère irradié.

$$f_s = \frac{1}{2\pi r^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \cos \beta \sin \beta r d\beta r d\phi \quad (\text{II.13})$$

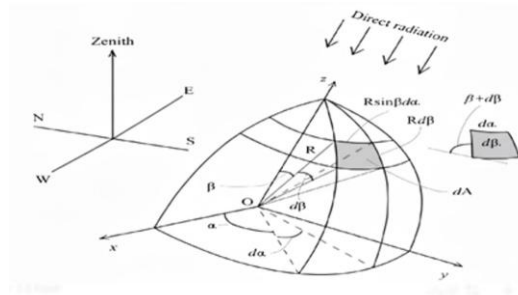


Figure II.5: Une zone élémentaire sur le collecteur solaire sphérique [47].

La valeur de R_b peut être déterminée à l'aide de l'équation (II.5) . Pour le collecteur sphérique, l'équation (III.7) est modifiée en remplaçant R_b par R_{bs} et en supposant que les facteurs de vue sont égaux à un pour les rayonnements diffus et réfléchis provenant du ciel et du sol. Ceci est démontré ci-dessous :

$$\bar{I}_S = \overline{K_T H_0} \left[\left(r_t - \frac{\overline{H_d}}{\bar{H}} r_d \right) R_{bs} + \frac{\overline{H_d}}{\bar{H}} r_d + r_t \rho_g \right] \quad (\text{II.14})$$

II.6. Estimation du rayonnement solaire intercepté par les capteurs plan et sphérique dans différentes zones climatiques

II.6.1. Données utilisées

Selon l'étude de classification des zones climatiques de l'Algérie menée par le CNERIB [38] , qui identifie cinq zones distinctes, En se basant sur les données disponibles, cinq sites ont été sélectionnés : le site d'Alger, situé dans la zone climatique E1 ; le site de Batna, dans la zone climatique E2 ; et le site de Tamanrasset, dans la zone climatique E3, le site de Hassi Messaoud dans la zone climatique E4 et Adrar dans la zone E5. **Tableau II.1** présente les caractéristiques et les coordonnées des sites.

Tableau II.1 :Les coordonnées des cinq sites climatiques étudiés.

Site	Latitude (°) N	Altitude (m)	Longitude (°)
Alger	36.43	25	3.15 E
Batna	36,28	821	6 .76 E
Tamanrasset	22.47	1378	5.31 E
Hassi Messaoud	31,70	252	6.05 E
Adrar	27,82	280	0.28 W

Parmi les données essentielles nécessaires pour estimation du rayonnement solaire, il y a le rayonnement angulaire. l'angle optimal d'inclinaison, souvent appelé angle d'élévation ou d'inclinaison, est crucial pour maximiser l'efficacité de la capture de l'énergie solaire. Cet angle varie principalement en fonction de la latitude géographique et des saisons, afin d'optimiser la production d'énergie solaire .Bouchouicha Kada [48] a effectué une analyse approfondie, tenant compte de ces variables pour déterminer l'angle d'inclinaison optimal, que nous avons ensuite intégré dans notre étude sur le rayonnement dans nos cinq zones.

Tableau II.2: les inclinaisons optimales β des 5 villes Algériennes selon les deux saisons été et hiver.

Ville	β (°) optimal été	β (°) optimal hiver
Alger	21,76	51,76
Adrar	12,87	42,87
Batna	20,55	50,55
Tamanrasset	7,785	37,785
Hassi Messaoud	16,70	46,70

II.6.2. Estimation du rayonnement solaire sur un capteur plan

Toutes les relations ci-dessus sont implémentées dans Maple[49] , et les résultats sont obtenus pour les cinq zones climatiques de l'Algérie : Adrar, Alger, Batna, Hassi Messaoud et Tamanrasset. le **Tableau II.2** présente les coordonnées géographiques des cinq sites climatiques sélectionnés. Pour l'angle d'inclinaison optimal[48], que nous avons ensuite intégré dans notre étude sur le rayonnement dans nos cinq zones, les résultats du rayonnement solaire moyen mensuel global sur un capteur plan solaire sont obtenus pour les cinq zones climatiques.

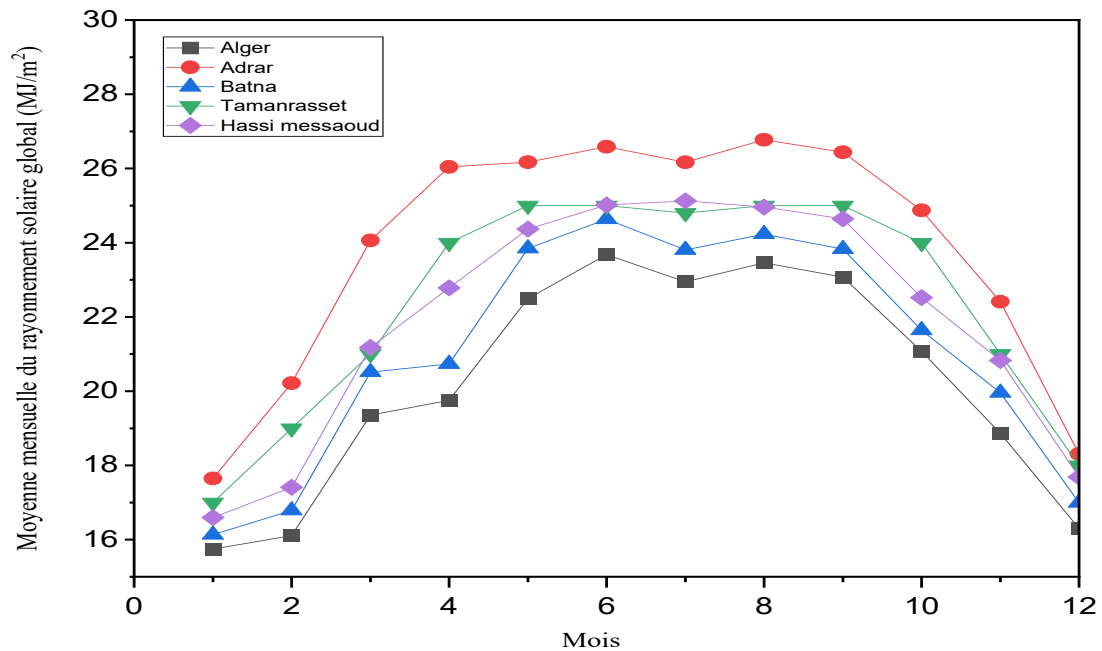


Figure II.6: le rayonnement solaire moyen mensuel sur un capteur solaire plan pour cinq zones climatiques en Algérie.

Ce graphique représente l'estimation du rayonnement solaire moyen mensuel sur un capteur solaire plane pour cinq zones climatiques en Algérie (Adrar, Alger, Batna, Tamanrasset, Hassi Messaoud). Chaque courbe représente le rayonnement solaire moyen mensuel pour une zone climatique spécifique au cours de l'année. Les variations dans les courbes indiquent les changements saisonniers dans le rayonnement solaire, avec des pics pendant les mois les plus ensoleillés et des creux pendant les mois les moins ensoleillés. Toutes les cinq zones montrent une tendance similaire : le rayonnement solaire augmente jusqu'à atteindre un pic autour des mois d'été, puis diminue. Alger a le rayonnement le plus bas, tandis qu'Adrar et Hassi Messaoud ont les valeurs les plus élevées.

La différence dans le rayonnement solaire entre Alger, Adrar, Batna, Tamanrasset et Hassi Messaoud peut être attribuée à plusieurs facteurs climatiques et géographiques :

1. Latitude :

- Alger est située plus au nord, tandis qu'Adrar, Hassi Messaoud et Tamanrasset sont plus proches de l'équateur.
- Plus on se rapproche de l'équateur, plus l'intensité du rayonnement solaire est élevée.

2. Altitude :

- Adrar, Hassi Messaoud et Tamanrasset sont situées dans des régions désertiques et montagneuses, à des altitudes plus élevées.
- À des altitudes plus élevées, l'air est plus sec et moins dense, ce qui permet au rayonnement solaire de pénétrer plus efficacement.

3. Climat désertique :

- Adrar et Hassi Messaoud sont situées dans des zones désertiques où le ciel est généralement dégagé et ensoleillé.
- Alger bien que située au bord de la mer, peut-être plus sujette à la couverture nuageuse et à l'humidité.

4. Topographie :

- La topographie locale, incluant la présence de montagnes, de vallées ou de plaines, joue un rôle déterminant dans la modulation de la quantité de rayonnement solaire reçue. Ces variations topographiques peuvent influencer l'exposition solaire en modifiant les ombrages, les angles d'incidence des rayons solaires et les phénomènes de réflexion ou de diffusion.

En conclusion, la variation des niveaux de rayonnement solaire entre les sites étudiés peut être attribuée à une combinaison de facteurs géographiques et climatiques, notamment la latitude, l'altitude, le climat local et la topographie. Ces facteurs expliquent pourquoi Alger et Batna enregistrent des niveaux de rayonnement solaire inférieurs à ceux observés à Adrar, Hassi Messaoud et Tamanrasset, qui bénéficient d'une exposition plus favorable en raison de leur position géographique et de leurs caractéristiques environnementales.

II.6.3. Estimation du rayonnement solaire sur un capteur sphérique

Le graphique du rayonnement solaire moyen mensuel en Algérie illustre l'influence des capteurs solaires sphériques dans différentes zones climatiques : Adrar, Alger, Batna, Tamanrasset et Hassi Messaoud. De janvier à juin ou juillet, le rayonnement solaire augmente progressivement. Cela correspond à la période de printemps et d'été. À partir de juin ou juillet, le rayonnement solaire diminue progressivement jusqu'à décembre. Cela correspond à la période d'automne et d'hiver.

Adrar est située dans le désert du Sahara, où le rayonnement solaire est généralement élevé toute l'année. Alger est la capitale et se trouve sur la côte méditerranéenne. Son rayonnement solaire est plus modéré en raison de la proximité de la mer. Batna est située dans les montagnes de l'est de l'Algérie, ce qui peut expliquer certaines variations saisonnières. Tamanrasset et Hassi Messaoud sont également dans le désert du Sahara, avec un rayonnement solaire élevé.

La variation saisonnière du rayonnement solaire, illustrée dans la **Figure II.7**, est principalement due à l'inclinaison de l'axe terrestre par rapport au soleil, ce qui entraîne des saisons distinctes avec des angles d'incidence solaire variables. De plus, les caractéristiques géographiques, telles que les déserts, les montagnes et les zones côtières, influencent la quantité de rayonnement solaire reçue en fonction de la latitude, de l'altitude et de la proximité de la mer. En résumé, l'utilisation de capteurs sphériques permet d'augmenter la quantité totale de rayonnement solaire captée tout en améliorant l'efficacité de la collecte d'énergie solaire.

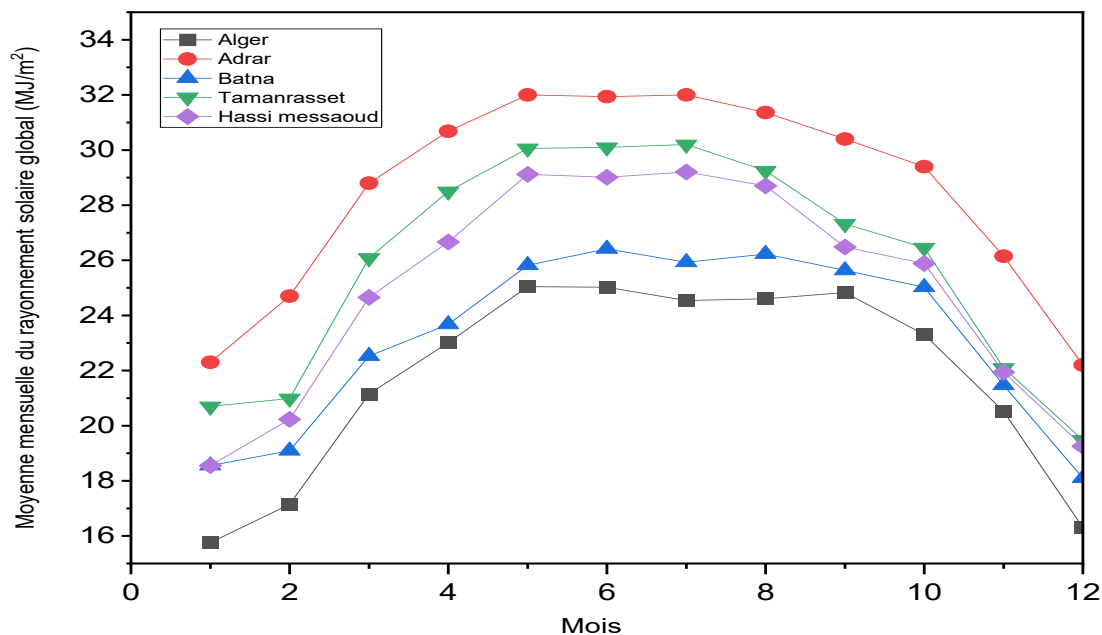


Figure II.7: le rayonnement solaire moyen mensuel sur un capteur solaire sphériques pour cinq zones climatiques en Algérie.

II.6.4. Comparaison entre capteur plan et sphérique

Les graphes montre la comparaison du rayonnement solaire moyen mensuel entre un capteur solaire plan et un capteur solaire sphérique dans zones climatiques : Adrar, Alger, Batna, Tamanrasset et Hassi Messaoud .Le capteur solaire sphérique enregistrent constamment des niveaux de rayonnement solaire plus élevés tout au long de l'année par rapport à la ligne du capteur solaire plan dans les cinq zones climatiques. Le capteur sphérique enregistre des niveaux de rayonnement solaire significativement plus élevés (jusqu'à 20 % de plus) que le capteur plan dans les régions désertiques d'Adrar et de Tamanrasset . Bien que moins importante, la différence de mesure du rayonnement solaire persiste dans la zone côtière d'Alger, le capteur sphérique enregistrant environ 10 % de plus que le capteur plan. Cela indique que le capteur solaire sphérique est plus efficace pour capter le rayonnement solaire, probablement en raison de sa capacité à suivre le soleil. Dans la région d'Alger, on observe que la valeur moyenne du rayonnement solaire mensuel du capteur solaire sphérique est proche de la surface, ce qui s'explique par sa position géographique et sa proximité avec la mer. En résumé, le capteur solaire sphérique est plus performant pour capter le rayonnement solaire, ce qui peut être observé dans les graphiques.

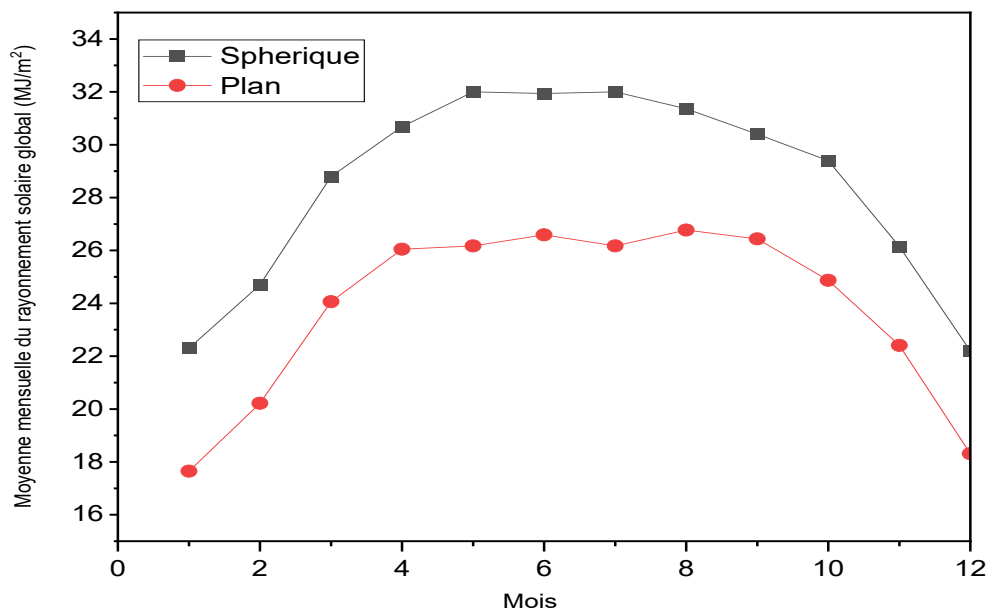


Figure II.8: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Adrar.

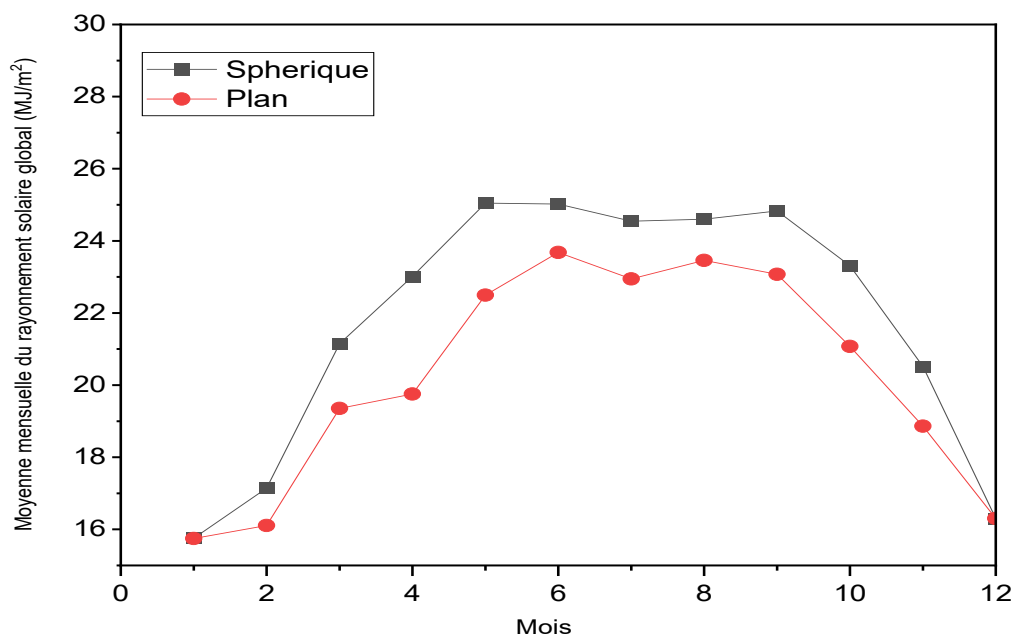


Figure II.9: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Alger.

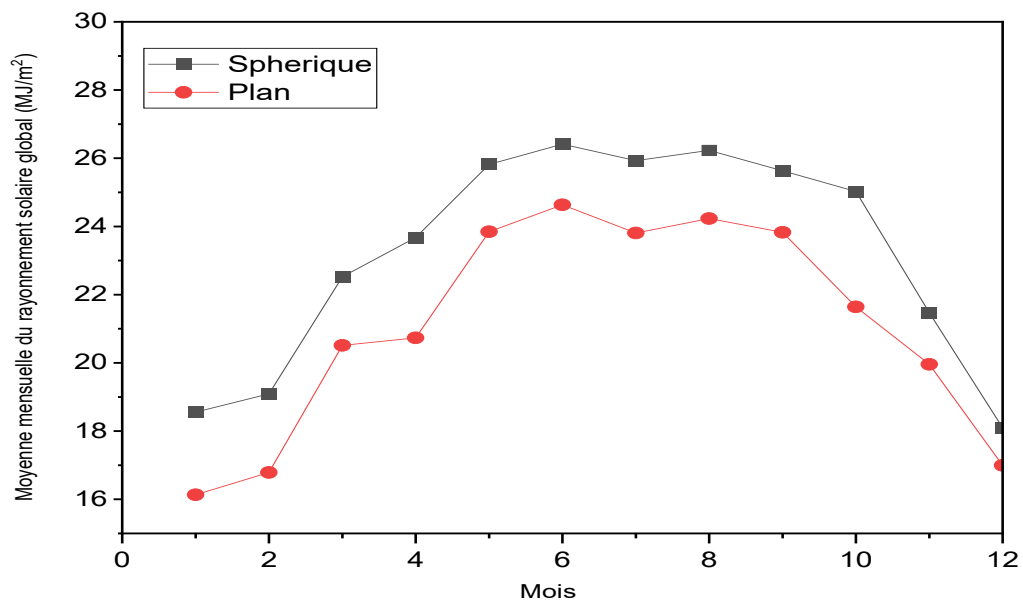


Figure II.10: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Batna.

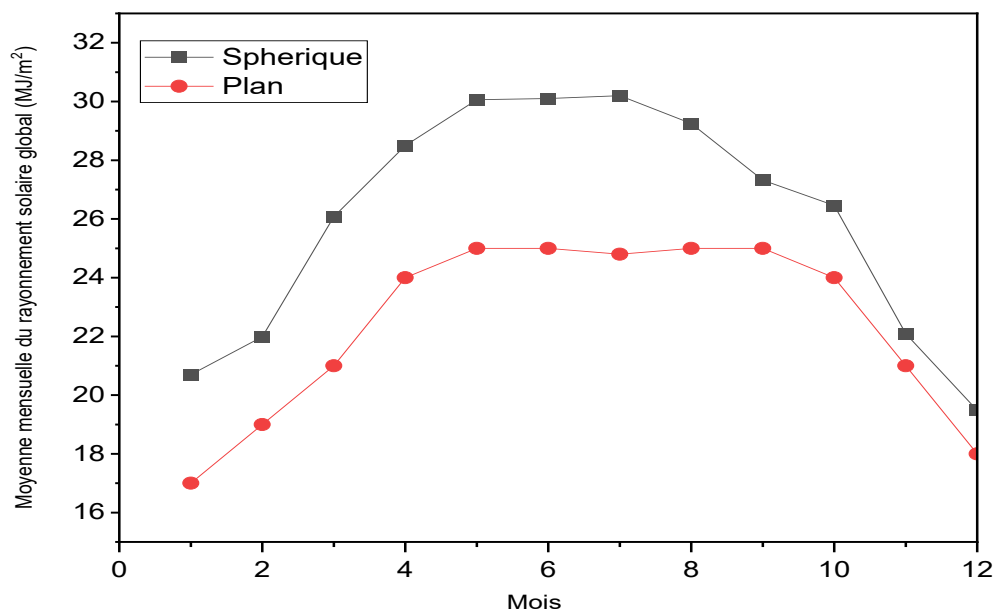


Figure II.11: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Tamanrasset.

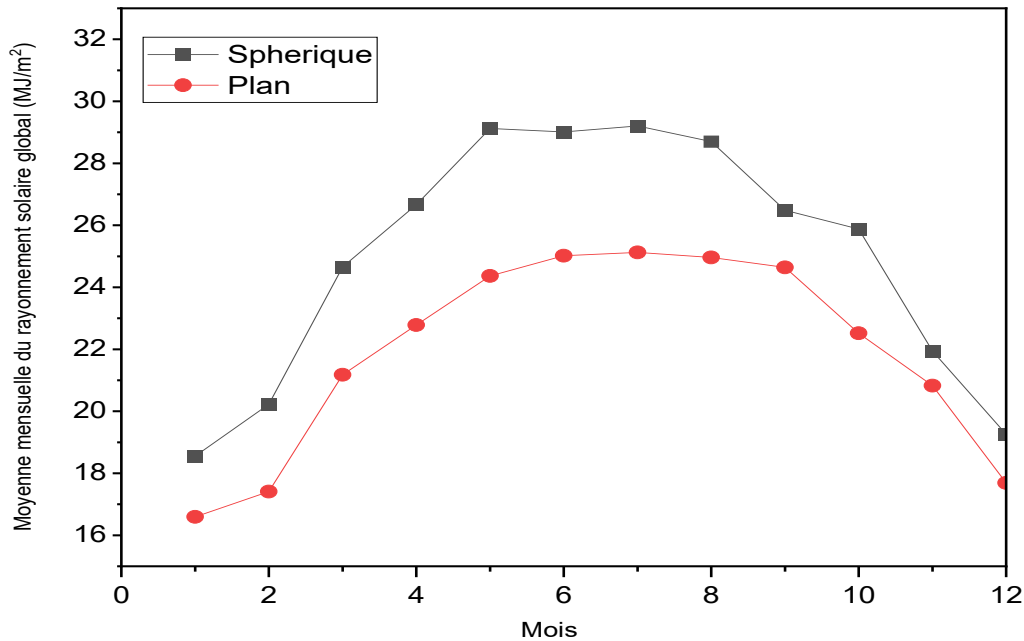


Figure II.12: Analyse comparative du rayonnement solaire mensuel moyen entre un capteur solaire plat et sphérique à Hassi Messaoud.

II.7. Conclusion

En conclusion, ce chapitre a permis de mieux comprendre le potentiel solaire de l'Algérie et les différentes méthodes d'estimation du rayonnement solaire. Il a également mis en lumière l'intérêt des capteurs solaires sphériques pour améliorer l'efficacité de la capture du rayonnement solaire. Parmi les résultats les plus importants, nous pouvons citer que:

- Dans les cinq zones, le capteur sphérique mesure des niveaux de rayonnement solaire plus élevés que le capteur plan. Cela est dû au fait que le capteur sphérique capte le rayonnement provenant de toutes les directions, tandis que le capteur plan ne capte que le rayonnement provenant d'une seule direction.
- La différence entre les deux capteurs est plus prononcée dans les zones désertiques d'Adrar et de Tamanrasset, où le capteur sphérique mesure jusqu'à 20 % de rayonnement

solaire de plus que le capteur plan. Cela est dû au fait que les zones désertiques ont un ciel clair et des niveaux élevés de rayonnement solaire direct.

- Dans la zone côtière d'Alger, la différence entre les deux capteurs est moins prononcée, mais le capteur sphérique mesure encore environ 10 % de rayonnement solaire de plus que le capteur plan. Cela est dû au fait que la zone côtière a plus de nuages et plus de rayonnement solaire diffus.

Les capteurs solaires sphériques ont un rendement supérieur, mais ils peuvent être plus coûteux à l'achat et à l'installation. Le choix entre un capteur solaire plan et un capteur solaire sphérique repose principalement sur les conditions climatiques locales et les exigences spécifiques en matière d'énergie solaire. Ce choix prend en considération divers facteurs, tels que l'intensité et la durée de l'ensoleillement, les variations de température, la disponibilité de la lumière solaire directe, ainsi que la capacité du capteur à exploiter efficacement le rayonnement diffus. En outre, des paramètres tels que les contraintes d'installation, l'efficacité énergétique souhaitée et le type d'application peuvent également influencer cette décision.

CHAPITRE

III

Conception et simulation numérique
d'un capteur solaire sphérique

III.1. Introduction

Ce chapitre se focalise sur l'étude numérique du transfert de chaleur dans un chauffe-eau solaire sphérique. L'objectif principal de cette étude est d'évaluer à travers des simulations numériques les performances thermiques d'un chauffe-eau solaire sphérique intégrant un système de stockage. L'analyse examine l'influence des paramètres opérationnels (tels que le débit, la température d'entrée, et la stratification thermique) ainsi que des conditions d'ensoleillement sur le comportement thermique et fluide du capteur. Pour ce faire, le logiciel ANSYS Fluent, reconnu pour ses capacités avancées en modélisation des transferts de chaleur et en dynamique des fluides sera utilisé. Ce logiciel est couramment employé dans des études similaires pour modéliser les écoulements et les échanges thermiques dans des dispositifs solaires complexes [50]. La simulation portera notamment sur la modélisation des phénomènes de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur (eau) et les parois internes de la cuve de stockage du chauffe-eau, ceci en tenant compte des phénomènes de conduction, convection et rayonnement.

La méthodologie repose sur la construction d'un modèle numérique rigoureux basé sur les équations fondamentales de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie). Des hypothèses simplificatrices, telles que l'écoulement laminaire ou turbulent selon les conditions de fonctionnement, et l'homogénéité du fluide, seront prises en compte. Les paramètres géométriques et thermophysiques du capteur seront prises des études existantes [51-53]. Par ailleurs, un maillage adapté sera généré pour optimiser la précision et minimiser les erreurs numériques, en suivant les recommandations de Versteeg et Malalasekera [54].

Pour garantir la validité du modèle développé, les résultats des simulations numériques seront confrontés à des données expérimentales issues de la littérature scientifique. Parmi ces références, l'étude expérimentale réalisée par Bakir [55] constitue une source fiable et pertinente pour examiner les performances thermiques d'un chauffe-eau solaire sphérique dans des conditions réelles de fonctionnement.

Cette comparaison permettra d'évaluer la robustesse et la précision des hypothèses de modélisation, telles que les mécanismes de transfert de chaleur et les caractéristiques de

l'écoulement. Si des écarts significatifs sont observés entre les résultats numériques et les données expérimentales, les paramètres du modèle seront ajustés en conséquence, garantissant ainsi une meilleure adéquation entre la simulation et les phénomènes physiques réels. Cette approche itérative contribue à renforcer la fiabilité et la précision des conclusions de l'étude.

L'analyse approfondie des résultats numériques permettra d'étudier l'influence de paramètres importants tels que le débit massique et l'intensité du rayonnement solaire sur la température de l'eau et l'efficacité thermique du capteur. En identifiant ces relations, nous pourrons mieux comprendre comment optimiser le fonctionnement du capteur et maximiser son rendement.

III.2. Conception et méthodologie

III.2.1. Présentation des modèles physiques

La conception de ce capteur solaire sphérique est ingénieusement pensée pour maximiser l'absorption et l'utilisation de l'énergie solaire tout en offrant une solution compacte et efficace pour le chauffage de l'eau. Le système est constitué d'une structure sphérique fabriquée en tôle d'acier d'une épaisseur de 1,25 mm et d'un diamètre de 60 cm. Cette structure remplit une double fonction : elle agit à la fois comme un réservoir de stockage d'eau d'une capacité de 113 litres et comme un absorbeur de chaleur pour capter l'énergie solaire.

La sphère est recouverte d'un couvercle transparent en verre de couleur noire, mesurant 70 cm de diamètre et présentant une épaisseur de 1,25 mm. Ce couvercle joue un rôle crucial en offrant une isolation thermique efficace, réduisant ainsi les pertes de chaleur par convection et rayonnement, tout en maximisant la transmission des rayons solaires vers la surface absorbante. Cette conception optimise l'efficacité thermique du système en combinant stockage et captation solaire dans une configuration compacte et intégrée.

L'eau circule à travers le capteur par des tuyaux de 2,5 cm de diamètre, entrant par le bas et sortant par le haut, garantissant une circulation constante qui est montrée sur la **Figure III.1**. La géométrie sphérique permet une absorption uniforme de la lumière solaire tout au long de la journée, tout en minimisant les pertes de chaleur par convection. De plus, elle maximise la surface d'échange thermique avec l'eau, favorisant un transfert de chaleur plus efficace. Cette conception compacte et innovante permet une intégration facile dans divers environnements.

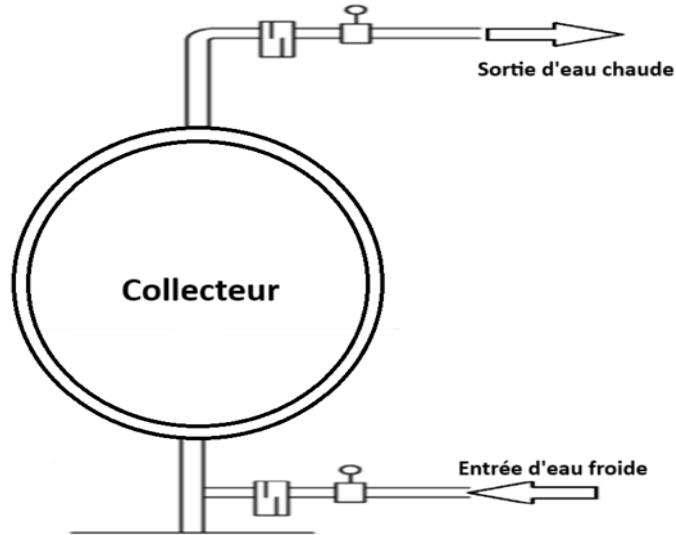


Figure III.1 : Schéma d'un capteur solaire de forme sphérique.

III.2.2. Étude des propriétés optiques et thermiques

L'efficacité d'un capteur solaire sphérique repose sur une conception innovante et une sélection précise des matériaux en fonction de leurs propriétés optiques et thermiques. Les matériaux utilisés doivent maximiser la transmission, l'absorption et la réflexion contrôlée de la lumière solaire, tout en minimisant les pertes thermiques dues à l'émissivité. Dans cette étude, la structure principale du capteur est fabriquée en acier, choisi pour sa forte capacité d'absorption et sa conductivité thermique élevée, tandis que le couvercle transparent en verre de couleur noire est sélectionné pour sa haute transmittance et sa faible émissivité, garantissant ainsi une isolation thermique efficace.

Un design sphérique assure une absorption uniforme de l'énergie solaire, minimise les pertes thermiques et optimise l'échange de chaleur avec l'eau. Les matériaux, soigneusement sélectionnés pour leurs propriétés réfléchissantes et thermiques, jouent un rôle crucial dans l'amélioration du rendement énergétique tout en réduisant les pertes. De plus, la conception compacte, combinant captation et stockage, permet une intégration facile dans différents environnements. L'importance du choix des matériaux réside non seulement dans leurs performances optiques et thermiques, mais aussi dans leur impact sur la durabilité et le coût global du système, garantissant ainsi une solution énergétique efficace et abordable. Les dimensions et les propriétés physiques des matériaux essentiels au fonctionnement du capteur sont présentées dans les tableaux ci-dessous.

Tableau III.1 : Dimensions d'un capteur solaire sphérique.

Paramètres	Diamètre (mm)	Epaisseur (mm)
Réservoir	600	1,25
Couvercle	700	1,25
Tuyaux	25	1,25

Tableau III.2 : Propriétés physiques des matériaux [56].

Propriétés	Verre	Acier	Eau
Chaleur spécifique (J/kg.K)	840	502.42	4182
Densité (kg/m ³)	2500	7950	998
Conductivité thermique (W/m.K)	1.7	16.27	0.56
Transmittance (%)	90	-	-
Absorbance (%)	5	70	-
Émissivité	0,85	0,28	-

III.2.1. Modes de transfert de chaleur et hypothèses simplificatrices

La première étape d'une simulation CFD consiste à définir précisément le problème à étudier. Cela implique de choisir un modèle physique du système, en décrivant sa géométrie, les conditions aux limites et les propriétés des fluides, ainsi que les différents modes de transfert de chaleur à l'intérieur du chauffe-eau solaire et entre le chauffe-eau et le milieu ambiant comme indiqué sur la **figure III.2**.

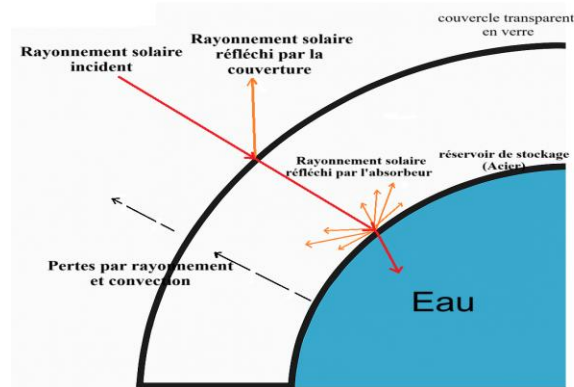


Figure III.2 : Différents modes de transfert de chaleur dans le chauffe-eau sphérique [55].

Cependant, la complexité de la réalité physique nécessite des simplifications, ce qui rend les simulations CFD un compromis entre précision et coût de calcul. Pour obtenir des résultats fiables et interpréter correctement les résultats, il est essentiel de comprendre les hypothèses et les limitations du modèle utilisé. Dans la construction de ce modèle, certaines hypothèses spécifiques sont nécessaires, notamment :

- L'écoulement de l'eau à l'intérieur du réservoir de stockage est tridimensionnel (3D) et incompressible sans génération de chaleur.
- La présence de poussière sur la surface du verre n'aura aucun impact sur l'absorption de l'énergie solaire.
- Les propriétés thermophysiques de l'eau sont homogènes dans toutes les directions et varient en fonction de la température.
- La force exercée par le corps et le terme de dissipation visqueuse sont intégrés dans l'analyse.
- L'approximation de Boussinesq est appliquée pour traiter la poussée d'Archimède, en supposant que la densité varie de manière linéaire avec la température. Cette simplification permet de rendre les calculs plus accessibles tout en conservant une précision suffisante dans de nombreux cas thermiques.

III.2.2. Simulation de rayonnement solaire

Le "Solar Ray Tracing" dans ANSYS Fluent est une méthode de simulation qui modélise l'impact du rayonnement solaire sur les objets et les environnements. Cette technique puissante permet d'analyser les systèmes solaires, de comprendre les interactions de la lumière du soleil avec les surfaces et d'optimiser la performance des systèmes énergétiques solaires. Le processus commence par la définition de la source solaire, incluant sa position, son intensité et son spectre. Ensuite, ANSYS Fluent trace des rayons lumineux provenant du soleil jusqu'à la surface d'intérêt, calculant l'absorption, la réflexion et la transmission du rayonnement solaire en fonction des propriétés optiques de la surface. Le logiciel évalue d'abord l'irradiation reçue par la surface, puis calcule l'élévation de température causée par le rayonnement solaire. ANSYS Fluent propose différents modèles pour simuler l'effet du rayonnement solaire, tels que le modèle de tracé de rayons et le modèle de rayonnement solaire. Toutefois, cette étude se concentre exclusivement sur le modèle d'ordonnancement discret (DO) [57].

III.3. Le maillage

III.3.1. Génération du maillage

La première étape de l'analyse CFD consiste à concevoir le modèle géométrique du domaine en respectant les spécifications de conception. Dans cette étude, une géométrie 3D du capteur solaire sphérique a été élaborée à l'aide d'ANSYS Workbench, qui intègre un outil de modélisation permettant de développer les représentations géométriques du domaine physique.

La **Figure III.3** présente le modèle géométrique du capteur solaire sphérique. En raison de la forme sphérique du capteur, la méthode de maillage triangulaire (Tri) a été choisie comme la plus adaptée pour cette configuration. Cette approche permet de capturer avec précision les courbures complexes de la géométrie tout en maintenant un équilibre entre la précision des résultats et le temps de calcul.

L'utilisation d'ANSYS a permis de générer ce maillage de manière optimale, garantissant une résolution adaptée aux besoins de l'analyse CFD, comme le montre la **Figure III.4**. Cette méthode de maillage est particulièrement efficace pour traiter les géométries non planes et complexes, ce qui en fait une solution idéale pour ce type d'étude.

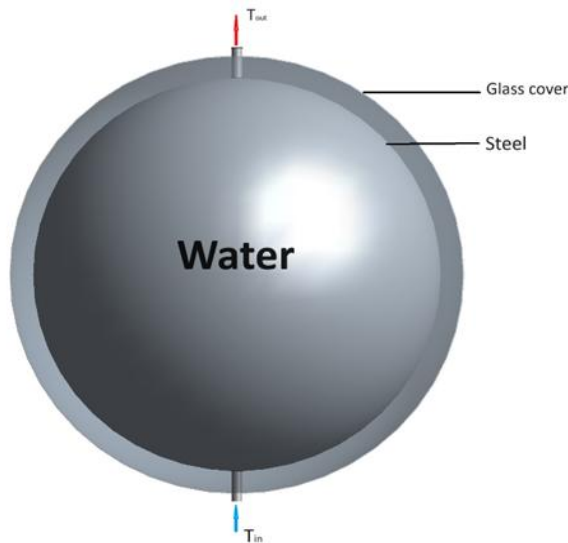


Figure III.3 : La géométrie du capteur solaire sphérique.

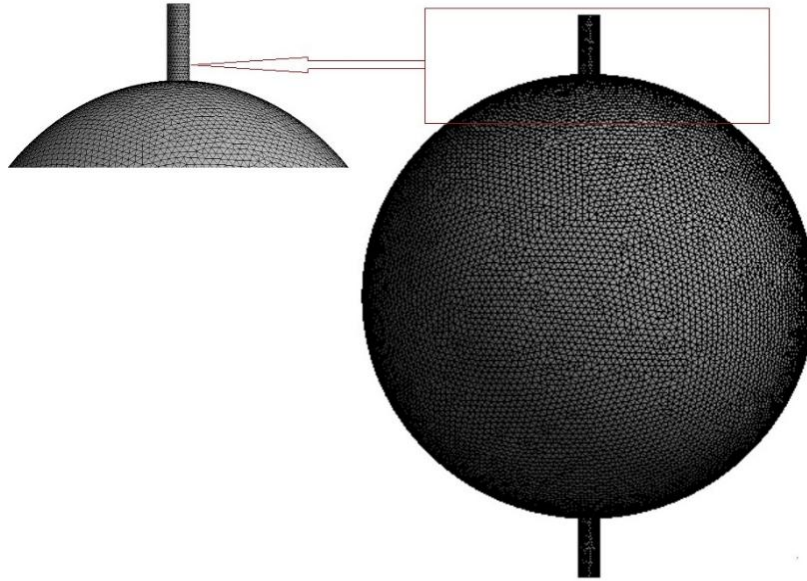


Figure III.4: Le maillage géométrie.

III.3.2. Indépendance du maillage

Les tests de l'indépendance du maillage sont essentiels pour garantir la précision et la fiabilité des simulations numériques tout en optimisant le temps de calcul et en minimisant les erreurs. Ils garantissent que les résultats de la simulation ne sont pas affectés par la taille ou la densité du maillage utilisé. L'indépendance de maillage signifie que la solution converge vers la solution exacte lorsque le maillage devient plus fin, tandis que le test de maillage consiste à exécuter la simulation avec plusieurs maillages de différentes densités et à comparer les résultats.

Ce processus permet d'identifier le maillage optimal qui offre un équilibre entre précision et efficacité [58]. Un maillage trop grossier peut entraîner des résultats inexacts, tandis qu'un maillage trop fin peut entraîner des temps de calcul excessifs. En utilisant des critères de convergence et en se concentrant sur les zones critiques, il est possible de choisir un maillage qui produit des résultats précis et fiables tout en minimisant le temps de calcul. L'analyse des résultats pour différents maillages, à l'aide d'outils de visualisation, peut fournir une compréhension approfondie de l'impact du maillage sur la solution.

Selon les normes d'asymétrie, un élément avec une valeur d'asymétrie de zéro était considéré comme idéal, tandis que les éléments avec des valeurs d'asymétrie supérieures à zéro étaient considérés comme sous-optimaux [59].

Dans la plupart des cas, l'asymétrie typique d'un maillage ne doit pas dépasser 0,33 et l'asymétrie maximale doit être inférieure à 0,95. Si la valeur maximale dépasse 0,95, le solveur risque de ne pas parvenir à converger, ce qui nécessitera des ajustements des paramètres du solveur.

La valeur moyenne d'asymétrie dans notre échantillon était de 0,084, avec une valeur maximale de 0,62. La **Figure III.5** présente les valeurs d'asymétrie des éléments.

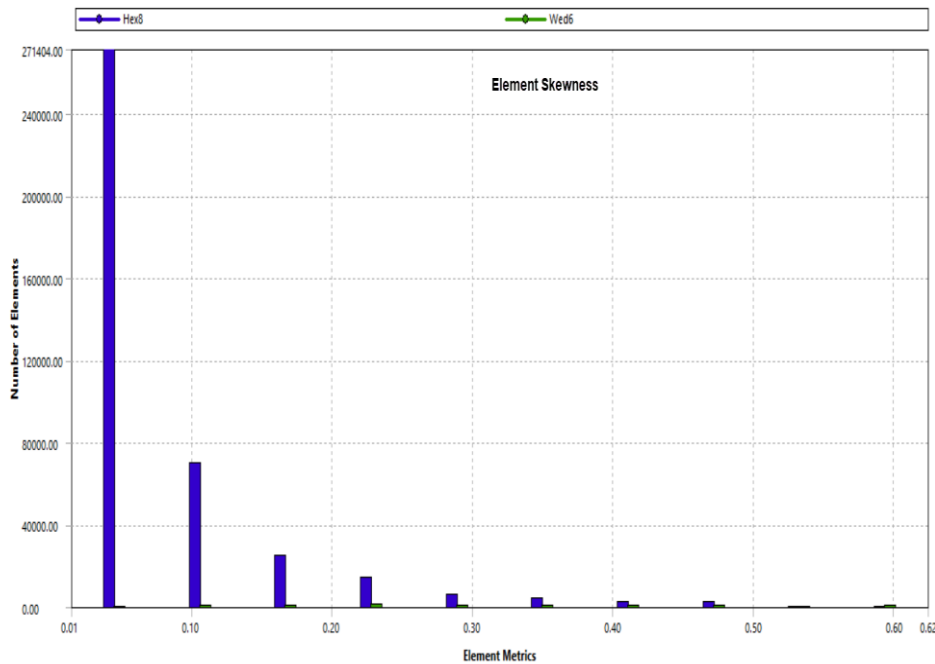


Figure III.5: Valeurs de skewness des éléments.

La discrétisation des équations gouvernantes est réalisée à l'aide d'un maillage tridimensionnel structuré. La Figure III.6 illustre l'évaluation de la précision du modèle numérique en testant quatre tailles de maillage différentes : 948 029, 1 240 304, 1 688 295 et 2 424 942 cellules. L'écart entre le maillage le plus grossier (948 029 cellules) et le plus fin (2 424 942 cellules) est d'environ 5,7 %. Cependant, augmenter le nombre de cellules à 2 424 942 n'entraîne qu'une variation de 1,01 % par rapport au maillage de 1 688 295 cellules. La **Figure III.6** présente également l'évolution de la température moyenne en fonction du temps pour chaque maillage testé, montrant une convergence satisfaisante des résultats. Ainsi, le maillage comportant 1 688 295 cellules a été retenu pour les simulations de cette étude.

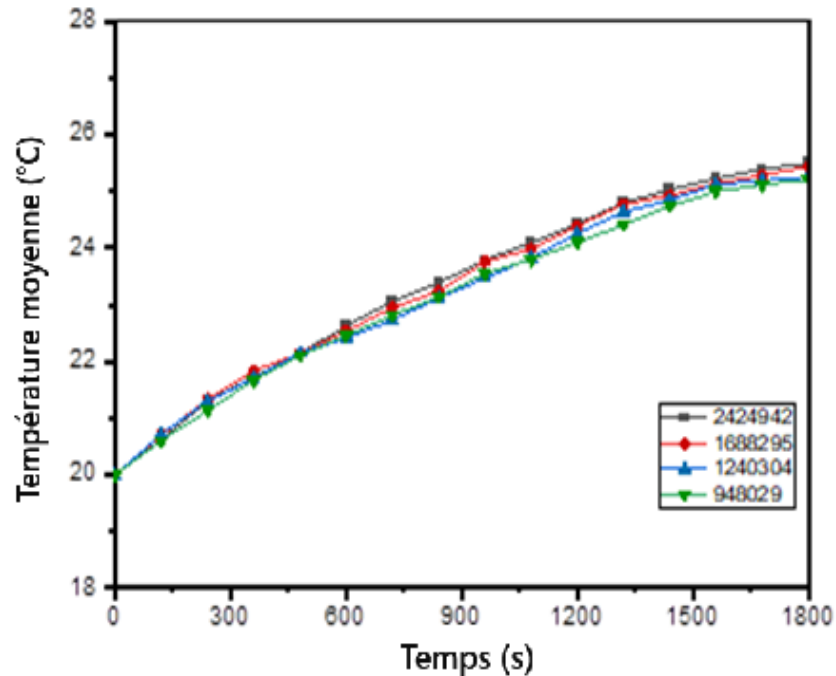


Figure III.6: Etude de vérification de l'indépendance du maillage.

III.4. Modélisation mathématique

III.4.1. Les équations mathématiques

➤ Fluide

L'objectif de cette analyse fluide-thermique est de résoudre les équations couplées de Navier-Stokes ainsi que l'équation de l'énergie pour un fluide incompressible, tout en intégrant les variations de densité en fonction de la température. Cette approche permet de modéliser avec précision les phénomènes de transfert de chaleur et de mouvement du fluide au sein du système. ANSYS Fluent applique la méthode des volumes finis pour reformuler les équations constitutives du système dans leur forme conservatrice, assurant ainsi une représentation robuste et précise des échanges thermiques.

En se basant sur les hypothèses simplifiées et l'approximation de Boussinesq, les équations de conservation de la masse (continuité), de quantité de mouvement et de l'énergie sont modifiées pour tenir compte des effets thermiques et des forces de flottabilité. Ces équations simplifiées permettent de réduire la complexité du problème tout en conservant l'essentiel des interactions physiques pertinentes pour le système étudié [46].

L'équation de continuité est :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.1})$$

Les équations de la quantité de mouvement avec prise en compte de l'approximation de Boussinesq sont les suivantes :

Dans la direction x :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial x} + g_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{III.2})$$

Dans la direction y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial y} + g_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{III.3})$$

Dans la direction z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial z} + g_f \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + g\beta_f(T_f - T_{f,ini}) \quad (\text{III.4})$$

avec le dernier terme à droite représentant l'approximation de Boussinesq.

L'équation de l'énergie est :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} = \alpha_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) + \frac{g_f}{Cp_f} \Phi \quad (\text{III.5})$$

où, α_f , g_f , ρ_f , et Cp_f sont les propriétés thermophysiques de l'eau, à savoir : la diffusivité thermique, viscosité cinématique, densité et chaleur spécifique, respectivement). u , v et w étant les composantes de la vitesse dans les directions x , y et z , respectivement.

L'équation de Boussinesq est :

$$\rho_f = \rho_{f,ini} [1 - \beta_f (T_f - T_{f,ini})] \quad (\text{III.6})$$

où T_f est la température du fluide (eau), $T_{f,ini}$ est la température initiale du fluide, $\rho_{f,ini}$ est la densité à la température initiale de l'eau, β_f est le coefficient de dilatation thermique de l'eau à une température spécifique T_f . Il est donné par :

$$\beta_f = -\frac{1}{\rho_f} \left(\frac{\partial \rho_f}{\partial T_f} \right)_p \quad (\text{III.7})$$

➤ Couvercle en verre

La méthode des ordonnées discrètes (DO) est une technique numérique utilisée pour résoudre l'équation de transfert radiatif (RTE) [57, 60], qui décrit la façon dont le rayonnement se déplace à travers un milieu absorbant (couvercle en verre). La méthode DO simplifie cette équation complexe en divisant toute la gamme des directions de rayonnement possibles en un nombre fini de directions discrètes, chacune représentée par un angle spécifique en coordonnées cartésiennes (x, y, z). Le modèle DO traite ensuite le RTE comme une équation de champ pour chacune de ces directions discrètes, décomposant ainsi le problème en une série d'équations plus simples.

$$\nabla \cdot (I(r, s)s) + (a + \sigma_s)I(r, s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Psi(s, s') d\Omega' \quad (\text{III.8})$$

L'intensité totale $I(r, s)$ dans chaque direction à la position r est calculée en utilisant:

$$I(r, s) = \sum_k I_{\lambda k}(r, s) \Delta \lambda_k \quad (\text{III.9})$$

λ est la longueur d'onde, a_λ est le coefficient d'absorption spectrale, la fonction de phase de diffusion et l'indice de réfraction n sont supposés indépendants de la longueur d'onde, $I_{b\lambda}$ est l'intensité du corps noir donnée par la fonction de Planck.

III.4.2. Suivi des rayons solaires

Le suivi des rayons solaires utilise un vecteur de position et deux paramètres d'éclairage pour établir des intensités de rayonnement solaire qui représentent avec précision la charge solaire. On utilise le calculateur solaire pour calculer la direction et l'intensité des rayons du soleil. Tous les matériaux solides peuvent bénéficier de la transmission et de l'absorption. Le verre est présenté comme un objet semi-transparent, tandis que d'autres composants solides sont représentés comme opaques. Le logiciel ANSYS FLUENT n'a pas de définitions prédéfinies pour certains matériaux tels que la mousse, le caoutchouc et les plastiques. Cependant, ces matériaux peuvent être définis en utilisant l'option "créer du matériel"[61]. Pour déterminer la charge solaire, le Solar Ray Tracing utilise un vecteur de positionnement pour la «localisation solaire» et deux paramètres d'éclairage pour l'intensité. Ces qualités s'appliquent à toutes les conditions aux limites du modèle, et l'algorithme est lié à ANSYS Fluent en ajoutant un terme source aux équations énergétiques.

Pour déterminer la magnitude et la direction du soleil, utilisez la calculatrice solaire. Le calculateur solaire nécessite les coordonnées du modèle, la date et l'heure de la journée pour déterminer le vecteur solaire et les paramètres d'éclairage.

La combinaison de ces critères aboutit à l'apparition d'un rayon solaire à un endroit précis et à un moment précis. L'intensité de la charge solaire est décrite par deux paramètres d'éclairement : l'irradiation solaire directe et diffuse.

III.4.3. Condition initiale et aux limites

Dans ANSYS Fluent , on détermine plusieurs conditions aux limites. Pour une solution adéquate, il est nécessaire de déterminer les conditions aux limites. Dans ANSYS, la majorité des contraintes étaient fondées sur des incidents matériels. Il était essentiel d'établir les conditions et les catégories des limites adéquates pour trouver une réponse exacte à un souci lié au débit du fluide.

La plupart des conditions aux limites ont été déterminées par les considérations physiques. Cependant, certaines entités ont été établies à l'aide du logiciel de simulation ANSYS. Le **Tableau III.3** expose les différentes catégories des conditions aux limites pour chaque section du domaine examiné. Il est essentiel de sélectionner les conditions aux limites adéquates pour simuler la dynamique des fluides (CFD). Les instruments de CFD permettent de résoudre les équations requises pour la modélisation, en tenant compte des contraintes imposées par les conditions aux limites. On abstrait et rationalise les conditions aux limites concrètes pour les incorporer dans la simulation. Le **Tableau III.4** présente les différents modèles et paramètres utilisés pour simuler le chauffe-eau solaire en utilisant le solveur FLUENT.

Tableau III.3: Les types des couches et conditions aux limites.

Noms des zones	Types	Description	Conditions aux limites thermiques
Verre	Mur	Semi-transparent	Perte par convection-radiation vers l'extérieur
Réservoir	Mur	Opaque	Échange radiatif avec le verre
Fluide chauffé	Fluide	Eau	Convection mixte à l'intérieur du réservoir

Tableau III.4 : Paramètres d'entrée dans ANSYS Fluent.

Fonction	Spécification et paramètre
Configuration du solveur	3D Schéma implicite Modèle : écoulement laminaire et turbulent (RNG k-ε). Modèle de rayonnement de DO, charge solaire et traçage des rayons solaires Latitude 35.5° N et longitude 6.15° E
Propriétés	Solid : Acier , verre Fluide : eau liquide Propriétés comprenant densité, conductivité thermique, et la capacité thermique spécifique
Conditions initiales	Pression: 1 atm Gravité: 9,81 m/s² Température initial : 293K

III.5. Validation du modèle

III.5.1. Validation : S. Li et al

Nos résultats numériques sont comparés avec les données des mesures expérimentales de S. Li *et al.* [62], et les données numériques de A. Li [63]. S. Li *et al.* [62] ont examiné comment un échangeur de chaleur à serpentin immergé à l'intérieur d'un réservoir de stockage cylindrique avait une incidence sur la charge et la décharge du récipient d'eau chaude. Cependant, A. Li *et al.* ont analysé de manière quantitative l'impact des configurations des réservoirs thermiques sur la stratification de la température et la capacité d'accumulation de l'énergie thermique. Les réservoirs en forme cylindrique ont une hauteur de 1 m, un diamètre de 0,4 m et des tuyaux d'entrée et de sortie situés au centre du bas et du haut. Le volume total est de 125,6 litres. Le réservoir est isolé et présente une épaisseur de seulement 0,05 m. Li *et al.* [62] ont constaté que le serpentin attire l'eau chaude dans le réservoir pendant la charge. La température moyenne de décharge du réservoir est de 60 °C ± 0,5 °C, mais elle débute à 14 °C. La décharge débute une fois que la valve du conduit est fermée et que le liquide entre et sort. Trois débits d'écoulement d'eau froide ont été examinés 5, 10 et 15 L/min, respectivement. La présente configuration d'un chauffe-eau solaire sphérique intégré sans échangeur de chaleur à serpentin immergée est

différente de celle d'un collecteur solaire plan avec un réservoir de stockage séparé, de sorte qu'une comparaison n'est possible qu'en mode de décharge. On pense que l'eau du réservoir commence à 60 °C au lieu de 20 °C.

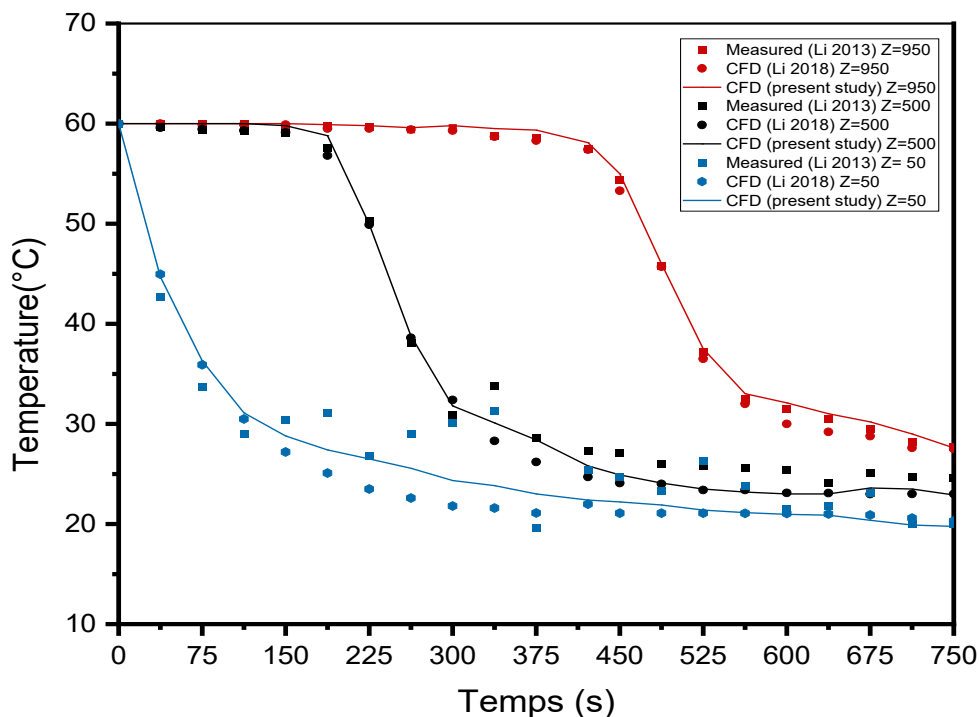


Figure III.7 : Profils de température des différentes couches à l'intérieur du réservoir d'eau en mode de décharge.

L'erreur quadratique moyenne (RMSE) et l'erreur relative (RE) les plus élevées entre les calculs numériques et les données expérimentales de S. Li *et al* sont respectivement de 2,26 % et 3,52 %. Ces défauts sont liés à un cas d'essai où Z est de 500 mm. L'analyse des données numériques de A. Li *et al*. révèle que la RMSE et la RE atteignent respectivement 2,12 % et 3,32 %. Cependant, il convient de souligner que ces valeurs se rapportent à la position Z = 50 mm. Les fourchettes d'erreur étroites ne valident pas seulement le modèle numérique proposé, mais démontrent également sa capacité à prédire avec précision les écoulements turbulents 3D dans le réservoir de stockage et les stratifications de température.

III.5.2. Validation : Ö. Bakir

Bakir [55] a mené une autre étude expérimentale, cette fois-ci axée sur un chauffe-eau solaire sphérique intégré. Le réservoir sphérique (**Figure III.3**) a un rayon intérieur de 276 mm et une épaisseur de 4 mm. Le couvercle sphérique en verre a un diamètre de 340 mm et une épaisseur

de 3 mm. Les entrées et sorties d'eau sont positionnées sur les bords extérieurs du réservoir de stockage. Afin d'obtenir une stratification thermique optimale dans le réservoir de stockage sphérique, l'auteur a utilisé un débit massique réduit de 0,0023 kg/s. Par ailleurs, comme illustré dans la **Figure III.8**, la comparaison entre les températures de sortie de l'eau calculées dans la présente étude et les données expérimentales de Bakir [55] montre une concordance satisfaisante. Il convient de mentionner que malgré les différences significatives entre les deux chauffe-eau solaires étudiés par S. Li *et al.* [63] et Bakir [55]; le présent modèle numérique produit des résultats qui concordent assez bien avec les observations expérimentales de Bakir [55].

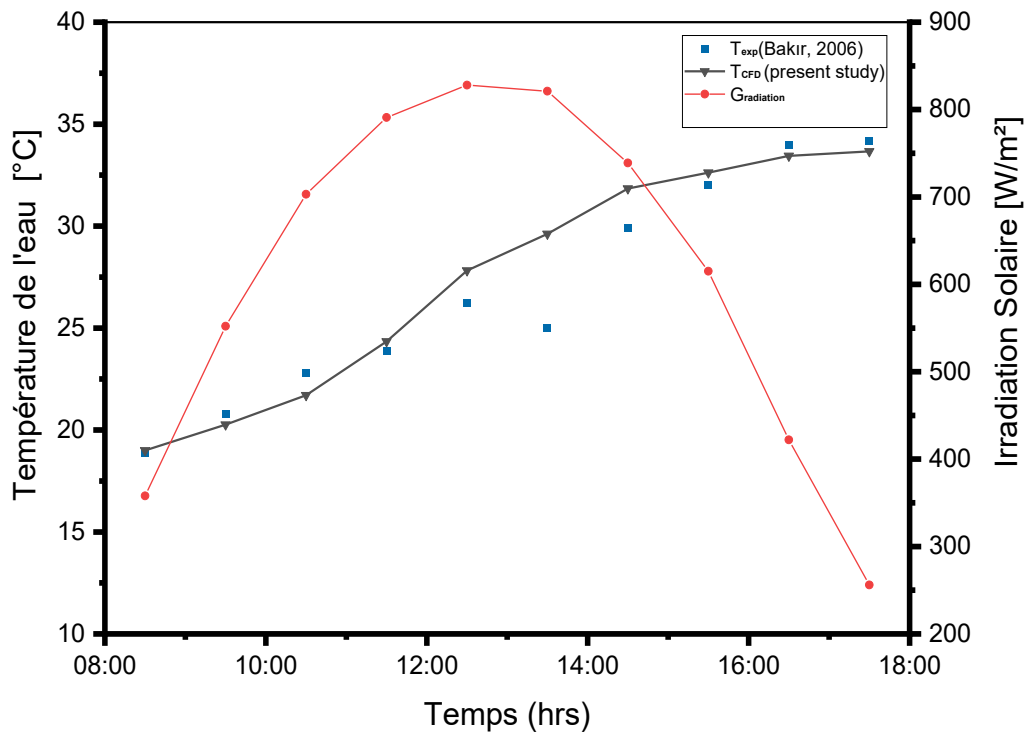


Figure III.8 : Comparaison avec les résultats expérimentaux de Bakir [55].

III.6. Résultats et discussion

Une simulation d'un capteur solaire sphérique avec stockage intégré a été réalisée le 14 mars, de 8h00 à 17h30, en utilisant le logiciel ANSYS Fluent. Quatre débits d'eau différents ont été testés : 0,002 kg/s, 0,004 kg/s et 0,009 kg/s, respectivement. Dans nos simulations, on a utilisé un modèle de rayonnement solaire (DO) pour prédire l'intensité du rayonnement solaire à l'emplacement, en tenant compte de la latitude, de la longitude, de la date et de la position du soleil. Ce modèle, qui simule la charge et le suivi des rayons solaires, s'est avéré efficace pour déterminer les niveaux de rayonnement solaire.

III.6.1. Evolution des contours de température

Les **Figures III.9** et **III.10** illustrent la répartition de la température dans un réservoir d'eau de stockage aux heures 12h30 et 15h30, pour différents débits massiques : 0.002 kg/s , 0.004 kg/s et 0.009 kg/s a la température de l'eau d'entrée est de 16°C . On observe une température maximale plus élevée à 15h30 qu'à 12h30, reflétant l'intensité du rayonnement solaire plus forte en milieu d'après-midi. La répartition de la chaleur est similaire à 12h30 et 15h30, avec une zone chaude concentrée au sommet du capteur et une zone plus froide au niveau de l'entrée d'eau. L'influence du débit massique est similaire à 12h30 et 15h30: la température maximale diminue et la chaleur se répartit mieux lorsque le débit augmente. La température maximale atteinte à 12h30 est légèrement plus élevée qu'à 15h30, suggérant que l'intensité solaire n'est pas toujours maximale à 15h30, même si elle est plus forte qu'à 12h30.

L'impact du débit massique sur la température maximale est similaire à 12h30 et 15h30. la température moyenne est généralement plus élevée à 12h30 qu'à 15h30 en raison de l'ensoleillement plus intense à midi. La température diminue ensuite en raison de la diminution de l'intensité solaire. Ces observations mettent en évidence l'importance de prendre en compte à la fois le débit massique et l'heure de la journée pour gérer la température dans un réservoir d'eau de stockage. Comprendre ces influences permet d'optimiser le fonctionnement du système, par exemple en ajustant le débit ou en intégrant des systèmes d'ombrage. Des simulations numériques et des expériences pourraient être menées pour approfondir l'analyse et obtenir des informations plus précises sur le comportement du système.

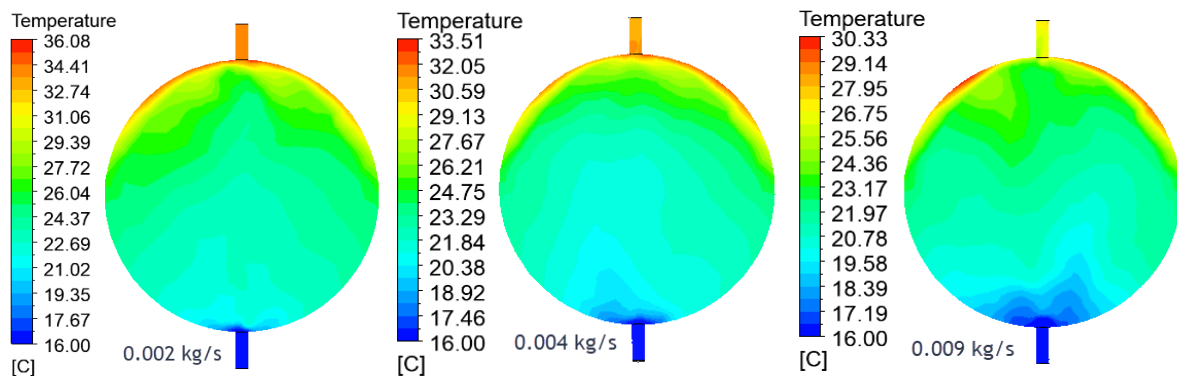


Figure III.9: Distribution de la température pour les débits massiques (0,002, 004 et 0.009 kg/s) à 12h30.

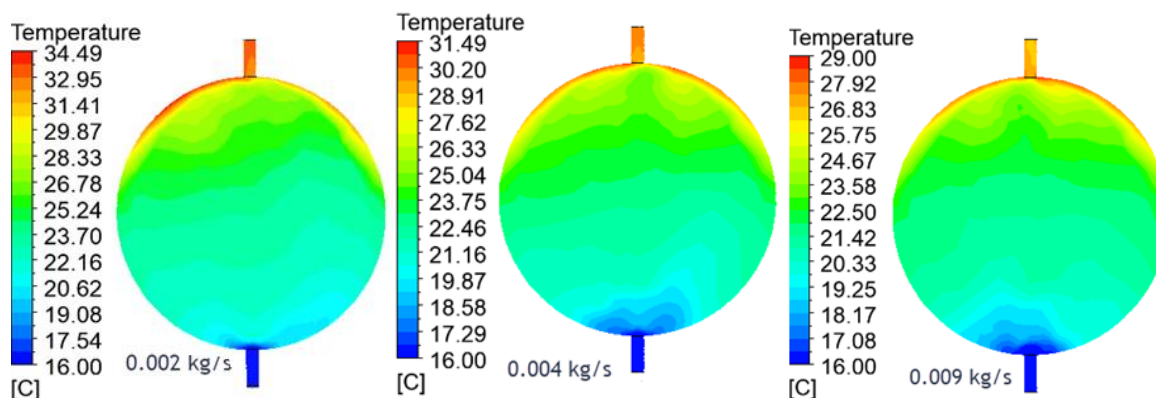


Figure III.10 : Distribution de la température pour les débits massiques (0,002, 004 et 0.009 kg/s) à 15h30.

III.6.2. Influence du débit d'eau sur la température de sortie du capteur solaire

La Figure III.11 présente l'évolution temporelle de la température de sortie d'un système équipé d'un capteur solaire pour différents débits d'eau. Cette représentation met en évidence l'impact du débit massique sur la performance thermique du système au fil du temps. Comme résumé dans le tableau ci-dessous, on observe que pour chaque débit, la température suit une courbe similaire avec un pic vers 14h00, suggérant que le système est principalement influencé par l'intensité du rayonnement solaire.

La température maximale atteinte est plus élevée pour un débit intermédiaire (0,002 kg/s), tandis que les débits plus élevés conduisent à des températures maximales plus basses. Ceci s'explique par un compromis entre la capacité du système à absorber la chaleur et la quantité d'énergie transportée par l'eau. Un débit faible permet au système de se réchauffer davantage mais limite la quantité d'énergie captée, tandis qu'un débit élevé ne permet pas au système de se réchauffer suffisamment car l'eau passe trop rapidement.

Il existe donc un débit optimal qui maximise l'efficacité du système en permettant à l'eau de se réchauffer suffisamment sans perdre trop de chaleur. La compréhension de cette relation, synthétisée dans le **Tableau III.5**, est cruciale pour optimiser le fonctionnement du capteur solaire et maximiser la production d'énergie solaire thermique sensible. L'étude d'un chauffe-eau solaire permet également d'évaluer la performance du système et l'effet du débit sur le volume d'eau chaude stockée. Elle fournit des indications précieuses pour optimiser le fonctionnement du capteur et garantir un stockage efficace de l'eau chaude en fonction des conditions de fonctionnement.

Tableau III.5 : Évolution de la température du capteur solaire en fonction des débits d'eau.

Débit d'eau (kg/s)	Température maximale atteinte	Observation
0,002	Plus élevée	Optimise le réchauffement, mais la quantité totale d'énergie transportée reste limitée.
0,004	Moyenne	Compromis entre réchauffement suffisant et énergie captée, proche de l'efficacité optimale.
0,009	Plus basse	L'eau passe trop rapidement, réduisant le temps de réchauffement et la température maximale atteinte.

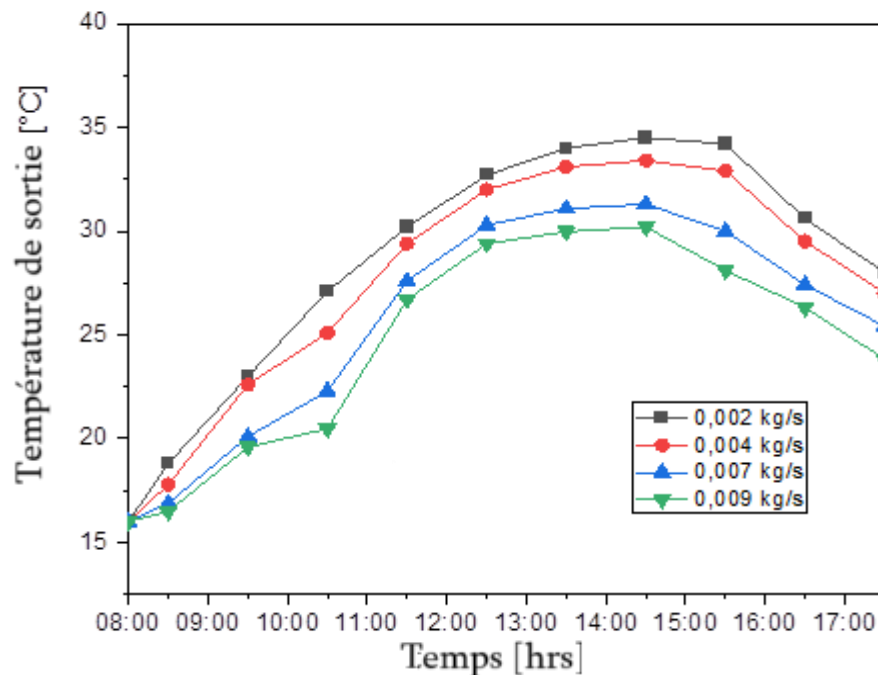


Figure III.11 : Relation entre le débit d'eau et la température de sortie du système en fonction du temps.

III.6.3. Impact du débit massique sur l'efficacité thermique.

La **Figure III.12** montre une relation linéaire positive entre l'efficacité thermique d'un capteur solaire sphérique et le débit massique du fluide, ce qui signifie que l'efficacité augmente avec le débit. L'augmentation de l'efficacité s'explique par un meilleur transfert de chaleur, car un débit plus élevé permet une plus grande quantité de fluide chaud de circuler, augmentant ainsi la quantité d'énergie captée et transportée. Un débit plus élevé peut également réduire les pertes thermiques, car l'eau chaude circule plus rapidement, minimisant ainsi le temps d'exposition à des températures plus basses. Comparé aux capteurs solaires plans, les capteurs sphériques

peuvent atteindre une efficacité thermique plus élevée à des débits massiques similaires en raison d'une surface d'absorption solaire plus grande et une meilleure répartition de la chaleur.

L'optimisation du débit massique est donc essentielle pour maximiser l'efficacité thermique des capteurs solaires sphériques. Il faut également considérer d'autres facteurs, comme la surface d'absorption, la température ambiante et la durée d'ensoleillement, pour une conception optimale du système.

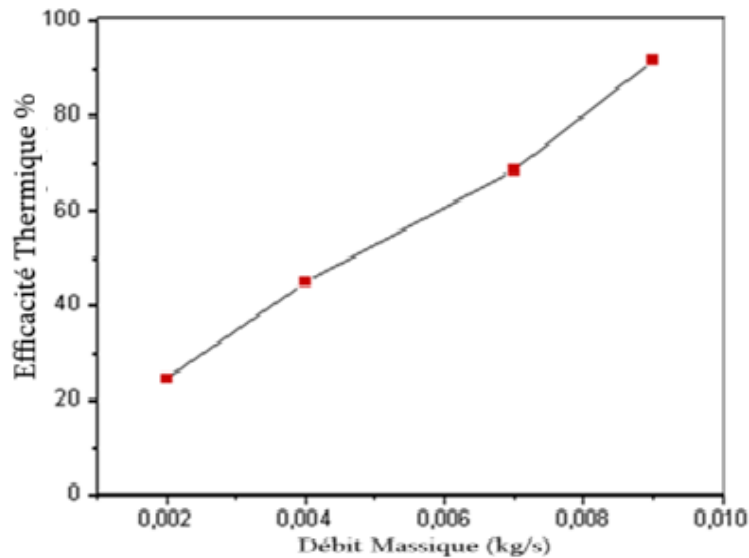


Figure III.12 : Efficacité thermique en fonction du débit massique.

III.6.4. Impact du rayonnement solaire sur l'efficacité thermique.

La **Figure III.13** illustre la relation positive entre l'efficacité thermique d'un capteur solaire sphérique et l'intensité du rayonnement solaire. On observe que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du rayonnement solaire, passant d'environ 40% à 65% lorsque le rayonnement solaire passe de 300 W/m² à 600 W/m². Cela s'explique par une absorption plus importante de l'énergie solaire: plus le rayonnement est intense, plus l'énergie est absorbée par le capteur, augmentant la température d'eau. La forme sphérique du capteur peut influencer l'absorption de l'énergie solaire, avec des surfaces d'absorption plus grandes et des angles d'incidence plus perpendiculaires conduisant à une meilleure absorption.

La forme sphérique du capteur peut influencer la quantité d'énergie solaire absorbée, ainsi que l'angle d'incidence des rayons solaires. Des surfaces d'absorption plus grandes et des angles

d'incidence plus perpendiculaires à la surface du capteur conduisent généralement à une meilleure absorption de l'énergie solaire. Comparé aux capteurs plats, les capteurs sphériques peuvent atteindre une efficacité thermique plus élevée pour une même intensité de rayonnement solaire en raison d'une surface d'absorption solaire plus grande et d'une meilleure répartition de la chaleur. Il est donc important de maximiser l'absorption de l'énergie solaire en choisissant une forme optimale du capteur, un angle d'incidence adéquat et des matériaux d'absorption performants.

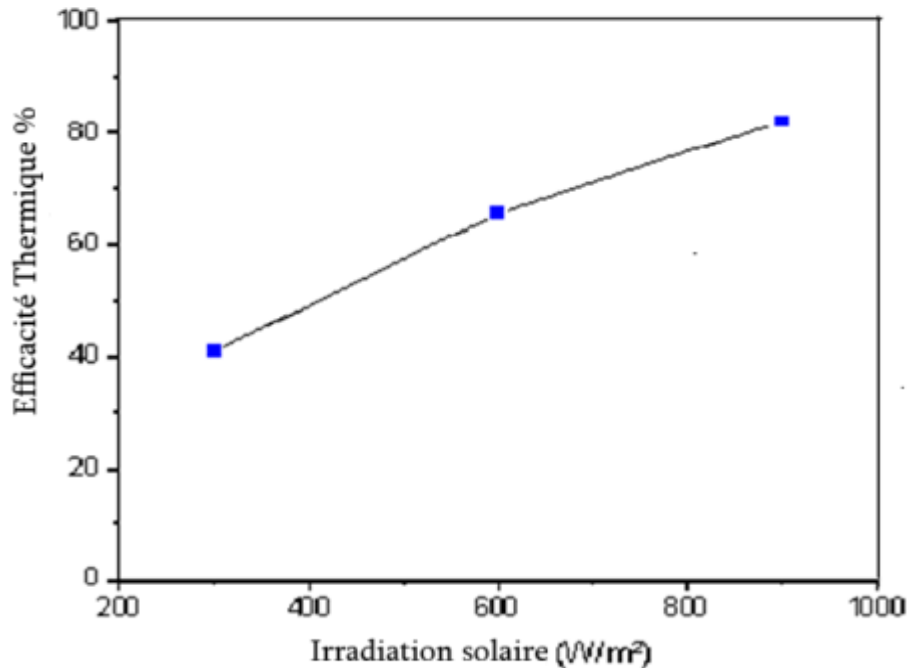


Figure III.13 : Evolution de l'efficacité thermique en fonction du rayonnement solaire.

III.7. Conclusion

En conclusion, cette étude a mis en évidence les performances remarquables d'un capteur solaire sphérique avec stockage intégré. Les simulations numériques effectuées à l'aide d'ANSYS Fluent ont révélés l'influence du débit massique et du rayonnement solaire sur le rendement du système, soulignant ainsi l'importance de ces paramètres pour une optimisation maximale.

Les résultats obtenus démontrent clairement le potentiel du capteur sphérique à capter et à exploiter efficacement l'énergie solaire, ouvrant de nouvelles perspectives pour le développement de solutions énergétiques durables et performantes.

L'élaboration et la validation du modèle CFD ont conduit à une prédiction assez précise de la répartition de la température et de l'écoulement du fluide dans le capteur solaire sphérique, confirmant sa crédibilité pour l'étude et la modélisation de ce genre de système.

Ces résultats établissent un fondement puissant pour de futures recherches destinées à perfectionner la conception et l'efficacité des capteurs solaires sphériques. Notamment, l'étude de différents matériaux pour la structure du capteur, l'amélioration des agencements d'entrée et de sortie du fluide, ainsi que l'élaboration de stratégies sophistiquées de stockage thermique pour augmenter davantage l'efficacité énergétique générale du système.

CHAPITRE

IV

Etude de la stratification thermique dans les
réservoirs de stockage

IV.1. Introduction

Pour améliorer l'absorption de l'énergie solaire, l'optimisation de la forme géométrique des capteurs solaires permet d'améliorer la capture de l'énergie électromagnétique du soleil. Comme montré dans le chapitre II, les capteurs sphériques dépassent les capteurs plans en termes de captation d'irradiation solaire incidente quotidienne et annuelle [58].

Un autre facteur crucial dans l'optimisation des systèmes de chauffe-eau solaires est la conception du réservoir de stockage. Dans le domaine de recherche des chauffe-eau auto-stockeur, la recherche reste limitée. Les études existantes, comme celles d'Öztek [59] et de Shahram Yari *et al.* [60] sont certes importantes, mais nécessitent des investigations plus approfondies.

En outre, l'aspect du stockage d'énergie thermique des chauffe-eau solaires intégré est crucial pour évaluer l'efficacité globale du système. Des études suggèrent que les réservoirs de stockage stratifiés, où l'eau chaude est séparée de l'eau plus froide, offrent des performances supérieures par rapport aux réservoirs traditionnels [61-64]. D'après une recherche dirigée par J.Liu et al. [65], l'effet des différentes configurations de réservoirs de stockage sur la stratification thermique a été analysé, révélant que les réservoirs de forme conique affichent la meilleure performance en matière de capacité de stockage d'énergie thermique sensible. Cependant, l'étude a également souligné que le réservoir sphérique présentait de mauvaises performances en termes de stratification de la température.

Ce chapitre présente une comparaison spécifique des performances de trois types de géométries de réservoirs de stockage : sphérique, cylindrique et conique, respectivement. Il prend en compte des éléments tels que les niveaux des débits d'eau et l'emplacement idéal de l'entrée et la sortie de l'eau, en se basant sur les résultats d'études précédentes [66, 67]. La simulation numérique utilise un modèle d'écoulement et de transfert de chaleur tridimensionnel (3D) turbulent et laminaire, en se concentrant sur le mode de charge du système.

IV.2. Modèle physique des structures du réservoir de stockage

IV.2.1. L'importance de la configuration du réservoir de stockage

La configuration du réservoir de stockage d'eau d'un chauffe-eau solaire est un facteur crucial pour optimiser son efficacité et son rendement. L'impact sur la capacité de stockage, la stratification thermique, les émissions de chaleur et le flux d'eau est directement influencé par la configuration et les dimensions du réservoir. Un réservoir bien conçu favorise la stratification thermique, permettant de maintenir une température élevée dans la partie supérieure et d'améliorer l'efficacité du système. Dans le présent chapitre, nous allons examiner l'impact de trois types de réservoirs de stockage : cylindrique, sphérique et conique sur l'efficacité du stockage d'énergie solaire thermique sensible. Les performances des trois réservoirs ont été analysées pour trois intensités de flux solaires incidents : 550 W/m², 750 W/m² et 950 W/m², respectivement.

IV.2.2. Présentation des modèles physiques pour les trois structures

Pour atteindre une efficacité et des performances optimales dans les chauffe-eau solaires, il est crucial d'améliorer la configuration du réservoir de stockage. Dans ce qui suit, on considère trois formes de cuves à savoir : cylindrique, sphérique et conique, respectivement, toutes ayant un volume de stockage de 150 Litres comme indiqué dans le **Tableau IV.1**. La forme sphérique du verre de protection externe a un diamètre fixe afin de considérer la même quantité de rayonnement solaire incident pour les trois cuves. Les différents types de structures du système chauffe-eau solaire sont illustrés à la **Figure IV.1**.

Tableau IV.1 : Les caractéristiques géométriques et les dimensions des cuves de stockage.

Géométrie de la cuve	Paramètres	Valeur (mm)
Cylindrique	hauteur	1000
	diamètre	437
	épaisseur	3
Sphérique	diamètre	659.2
	épaisseur	3
Conique	diamètre 1	554
	diamètre 2	308.5
	hauteur	1000
	épaisseur	3
Couvercle en verre forme sphérique	diamètre	1160
	épaisseur	3

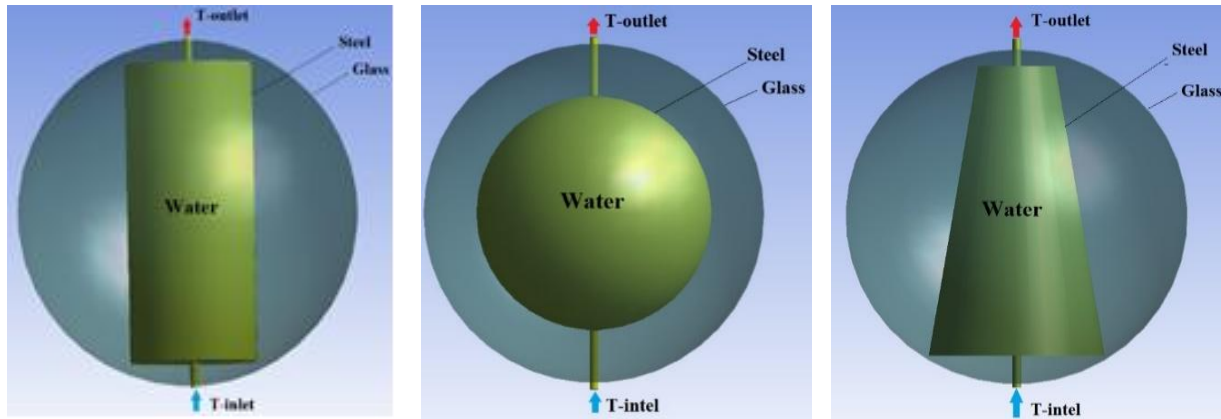


Figure IV.1:(a) réservoir cylindrique, (b) réservoir sphérique, (c) réservoir conique.

IV.2.3. Modèle d'irradiation solaire

Le logiciel de simulation numérique ANSYS Fluent est utilisé pour analyser l'impact du rayonnement solaire sur le fluide stocké dans un réservoir. Le modèle de rayonnement par Ordonnées Discrètes (DO), qui simule le rayonnement solaire comme une série de faisceaux discrets, prend en compte trois intensités de flux distinctes, comme indiqué dans le **Tableau IV.2**. Pour calculer le flux de chaleur résultant, ANSYS Fluent utilise un algorithme de tracé de rayons, intégré au solveur, qui simule le trajet de chaque faisceau solaire à travers le fluide et son interaction avec les parois du réservoir.

Tableau IV.2 : Les intensités d'irradiation solaire sélectionnées.

Cas	Intensités de flux (W/m ²)
1	550
2	750
3	950

IV.3. Analyse thermique du processus de charge

IV.3.1. Profil de la température des couches de stockage

Un schéma du dispositif de stockage thermique est présenté dans la **Figure IV.2**, illustrant trois réservoirs de formes différentes : cylindrique, sphérique et conique. Chacun de ces réservoirs est subdivisé en huit niveaux distincts, numérotés de bas en haut, afin de faciliter l'analyse de la stratification thermique. L'entrée du fluide se trouve à la base du réservoir, tandis que la sortie est située au sommet. Ces huit niveaux permettent d'étudier en détail les profils de température dans les différentes couches, indépendamment de la forme du réservoir.

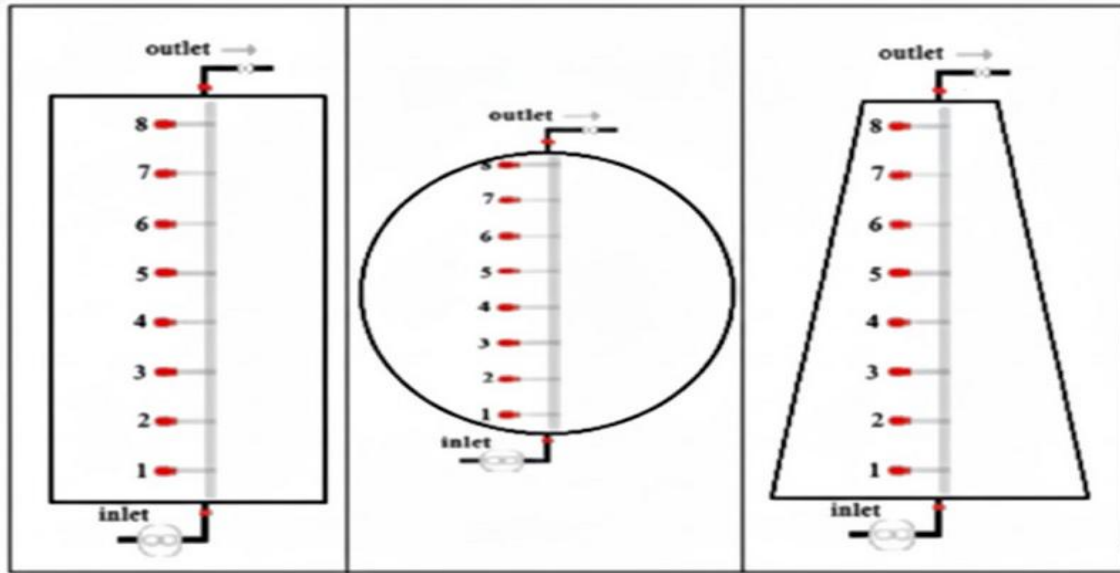
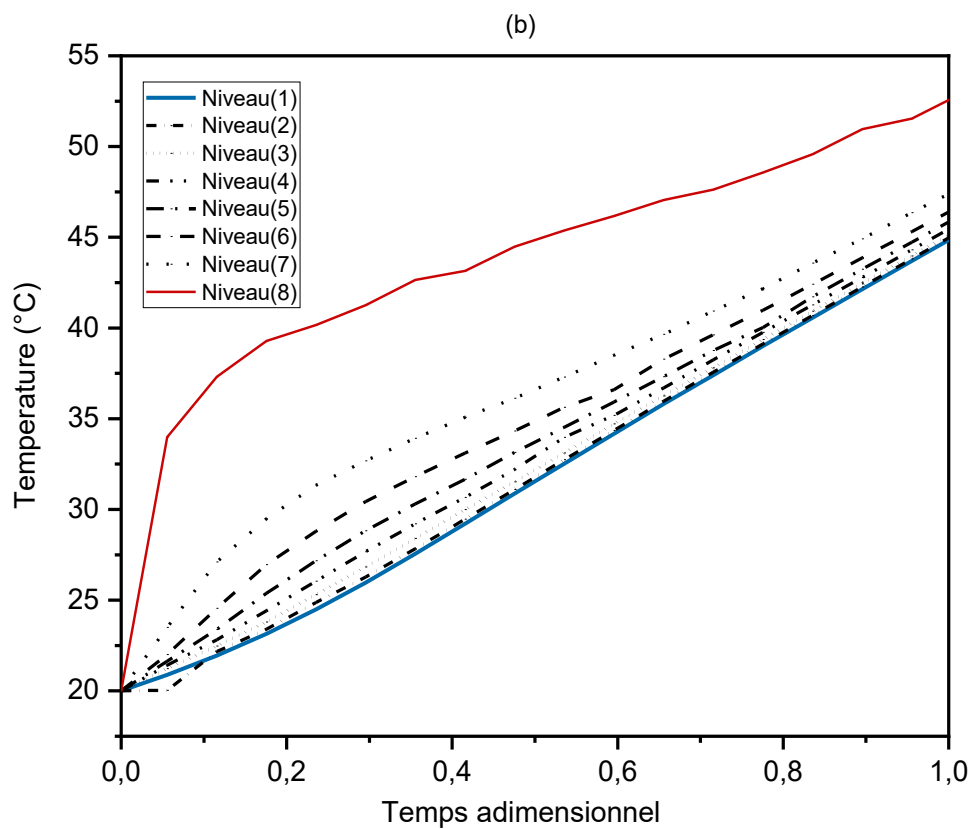
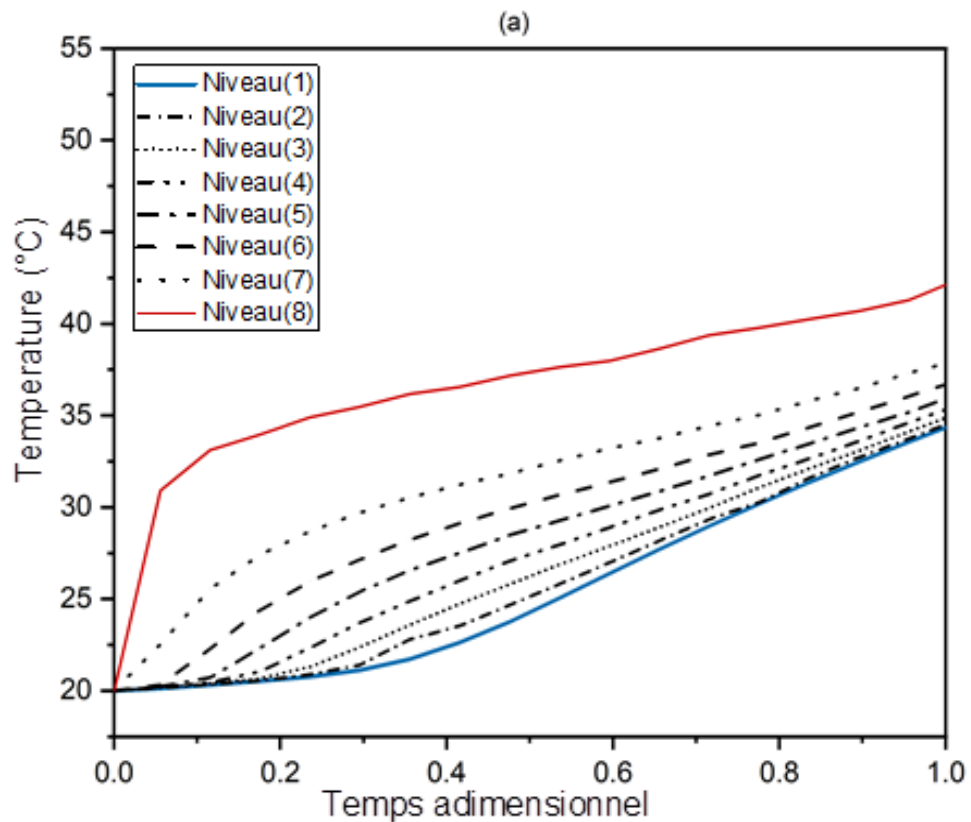


Figure IV.2 : Schéma de l'emplacement des couches dans un dispositif de stockage thermique de trois réservoirs (cylindrique, sphérique et conique).

L'analyse des profils de température pendant la charge des réservoirs de stockage révèle une influence significative de la géométrie du réservoir. **Figure IV.3** illustrent que les profils de température varient selon la forme : le réservoir cylindrique présente un profil relativement uniforme, tandis que le réservoir conique montre une stratification plus marquée, avec un gradient de température plus élevé près du sommet. Le réservoir sphérique affiche un profil intermédiaire, du température plus élevée que le cylindrique.

Ces différences s'expliquent par la surface de chaque réservoir. La surface uniforme du réservoir cylindrique favorise un profil de température homogène. Au contraire, la surface plus importante au sommet du réservoir conique engendre un gradient de température plus important dans cette zone.

Le gradient de température dans la partie centrale des réservoirs augmente lentement avec le temps, quel que soit la forme, car le fluide chaud du sommet est progressivement déposé tandis que le fluide froid du bas alimente la couche limite. Le gradient de température est cependant plus élevé pour le réservoir conique, en raison de sa surface supérieure plus importante, la géométrie du réservoir impacte considérablement le profil de température pendant la charge. Ces observations peuvent servir à optimiser la conception des réservoirs de stockage en fonction des besoins spécifiques de chaque application.



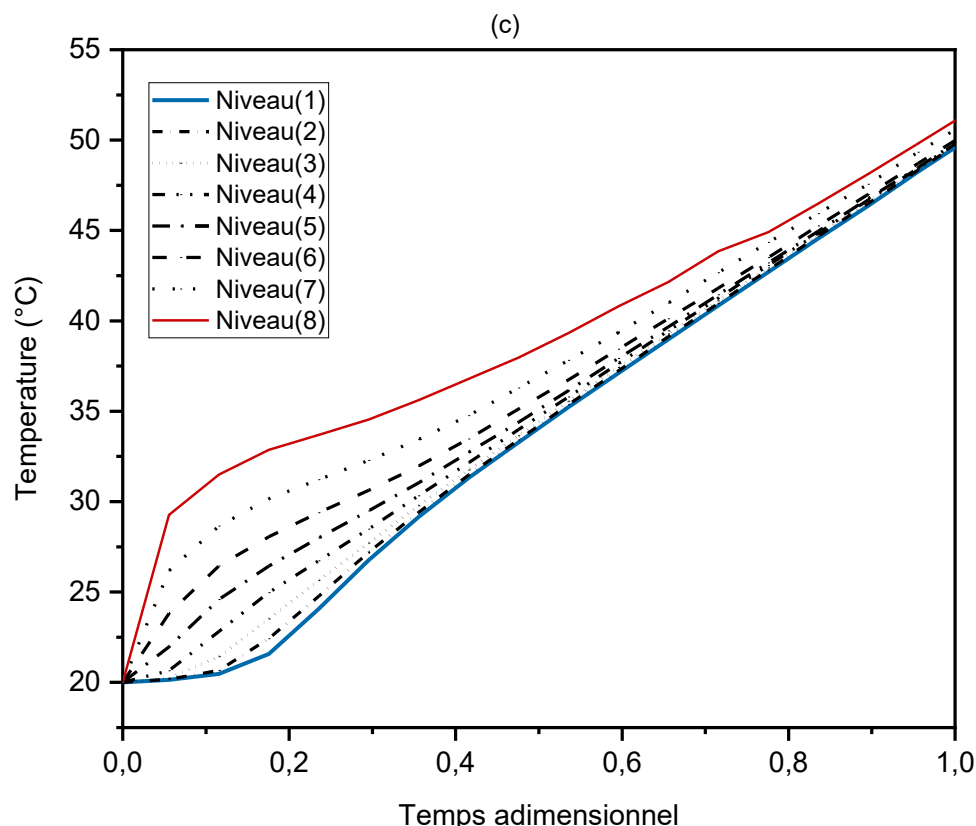


Figure IV.3 : Profils de température dans les cuves de stockage pendant la charge en fonction du temps sans dimension pour $\phi = 950 \text{ W/m}^2$. (a) cylindrique (b) conique (c) sphérique.

IV.3.2. Contours de température et lignes de courant pendant la charge

❖ Contours de température :

Des simulations numériques sont réalisées sur la période de 12 h à 14 h, durant laquelle le rayonnement solaire n'impacte que la partie supérieure de l'hémisphère en verre. Il en résulte un réchauffement accru des couches d'eau situées près de la moitié supérieure du réservoir, en plus des effets de convection naturelle provoqués par la gravité qui attire l'eau chaude vers le haut. Lors du chargement, la vitesse v_s utilisée dans la formule du nombre de Richardson est la vitesse moyenne calculée par l'intégrale de la distribution de vitesse sur la section transversale de l'orifice de sortie supérieur du ballon de stockage. Le débit massique d'eau chaude sortant du ballon par l'orifice de sortie supérieur est entièrement remplacé par le même débit massique d'eau froide entrant par l'orifice inférieur (conservation de masse).

On remarque sur la **figure IV.4(a)**, correspondant à un temps de charge $\tau_{ch} = 3600 \text{ sec}$ et un flux de rayonnement $\phi = 550 \text{ W/m}^2$, que la stratification des températures dans le réservoir cylindrique est plus marquée que dans les réservoirs conique et sphérique. Cependant, les

températures des couches laminées sont plus élevées dans les réservoirs conique et sphérique que dans le réservoir cylindrique.

La stratification thermique est plus marquée dans la partie supérieure d'un réservoir conique, où se trouvent plusieurs couches dont les températures varient entre 300 K (couche intermédiaire) et 310 K (couche supérieure). En revanche, un réservoir sphérique présente une stratification thermique en deux parties. La première partie, qui représente près d'un tiers de la capacité du réservoir, est de température presque uniforme et se situe dans la partie inférieure. La seconde partie, qui constitue le reste du volume, se trouve dans la partie supérieure du réservoir. Près de la sortie du réservoir sphérique, les couches sont nombreuses, mais trop fines pour être distinguées les unes des autres; cette observation est en parfaite concordance avec les résultats présentés dans la **figure IV3(c)**.

Lorsque le temps de charge atteint 7200 s et comme indiqué à la **figure IV.4(b)**, la stratification thermique commence à se détériorer en raison du mélange de certaines couches. Ce phénomène est particulièrement important dans le réservoir sphérique, qui devient isotherme dans presque tout le volume, à l'exception des couches proches de la sortie, dans la partie supérieure du réservoir. Cependant, comparées au temps de charge de $\tau_{ch} = 3600$ s, les températures sont significativement plus élevées, ce qui indique une augmentation de la quantité d'énergie thermique sensible stockée. Cette observation s'applique également aux réservoirs coniques et cylindriques, mais ils conservent de meilleures stratifications thermiques que le réservoir sphérique.

Lorsque le flux de rayonnement atteint $\phi = 750$ W/m² et que le temps de charge est $\tau_{ch} = 3600$ s, les variations de température dans les trois réservoirs correspondent à celles de la **figure IV.4(a)**. Cependant, cette similitude change lorsque la durée de charge augmente à 7200 s, comme illustré dans la **figure IV.5(b)**. Les zones isothermes résultant des stratifications en couches sont beaucoup plus grandes que sur la **figure IV.4(b)**, indiquant une dégradation de la stratification. De plus, les températures de la couche d'eau sont plus élevées que celles observées avec un flux de $\phi = 550$ W/m², ce qui signifie une plus grande quantité d'énergie thermique stockée en raison de l'augmentation du flux de rayonnement solaire.

Dans les **figures IV.6(a) et IV.6(b)**, qui correspondent à un flux de rayonnement solaire $\phi = 950 \text{ W/m}^2$, et des temps de charge de 3600 sec et 7200 sec, respectivement, on remarque que la stratification de température est presque identique à celle expliquée précédemment pour un flux de rayonnement solaire $\phi = 750 \text{ W/m}^2$, sauf au niveau du réservoir sphérique, qui pour $\tau_{ch} = 7200$ sec, et comme on peut le voir sur la **figure IV.6(b)**, une diffusion significative d'énergie thermique le long de la paroi du réservoir se forme de la partie supérieure vers la partie inférieure à proximité de l'entrée d'eau froide. Cette diffusion des couches chaudes du haut du réservoir vers les couches froides situées en bas est responsable d'une dégradation plus importante de la stratification de température dans le réservoir sphérique par rapport aux réservoirs coniques et cylindriques.

En conclusion, les **figures IV.4 à IV.6 (a) et (b)** fournissent des informations qualitatives sur les variations de température dans les réservoirs cylindriques, sphériques et coniques. Les données indiquent que les réservoirs coniques et cylindriques présentent les variations de température les plus favorables, tandis que le réservoir sphérique présente une dégradation rapide de la stratification thermique avec l'augmentation de la durée de stockage ou du flux de rayonnement solaire. Il est donc conseillé d'éviter l'utilisation de réservoirs de stockage sphériques dans les zones à fort rayonnement solaire. Cependant, l'examen de scénarios avec des durées de stockage inférieures à 3600 secondes peut offrir des perspectives d'amélioration de la stratification thermique. Ces faits seront détaillés dans la section suivante à l'aide des nombres de Richardson (Ri) et de Stratification (Str).

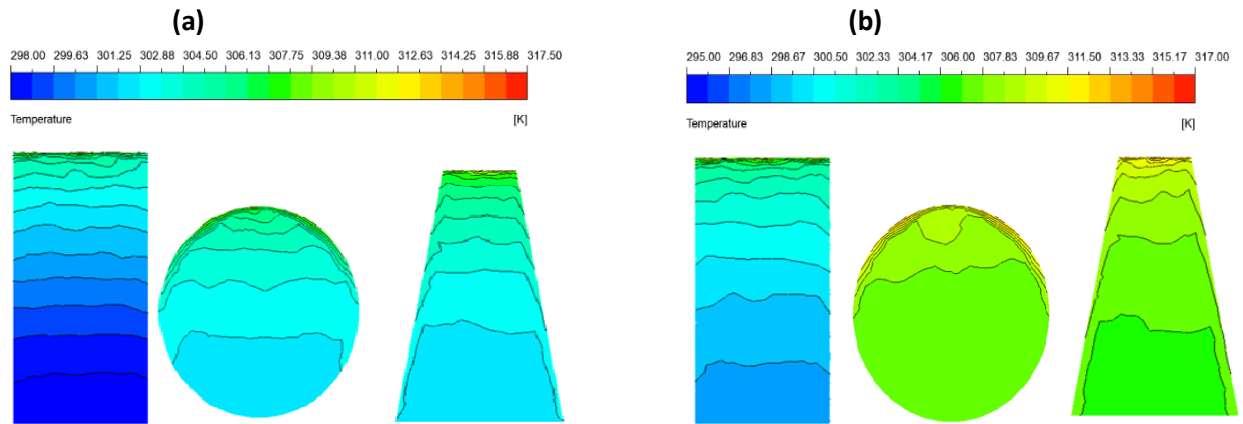


Figure IV.4: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 1 ($\phi = 550 \text{ W/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600$ s, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200$ s.

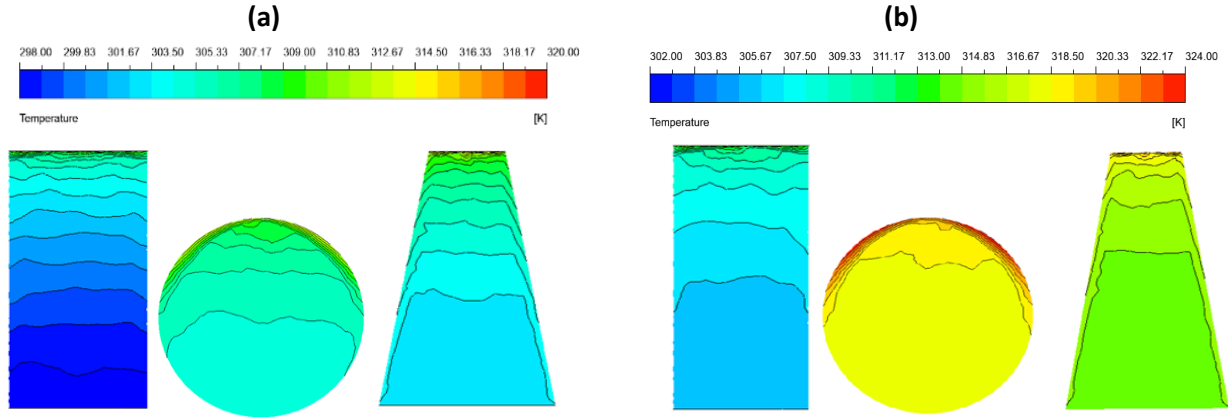


Figure IV.5: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 2 ($\phi = 750 \text{ W/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$.

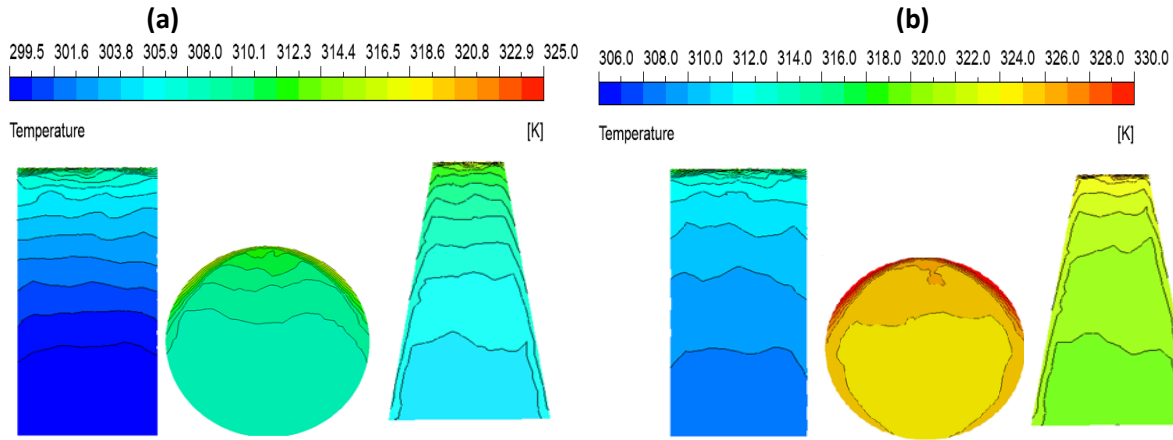


Figure IV.6: Contours de température dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge dans le cas 3 ($\phi = 950 \text{ W/m}^2$). (a) contours de température pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) contours de température pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$.

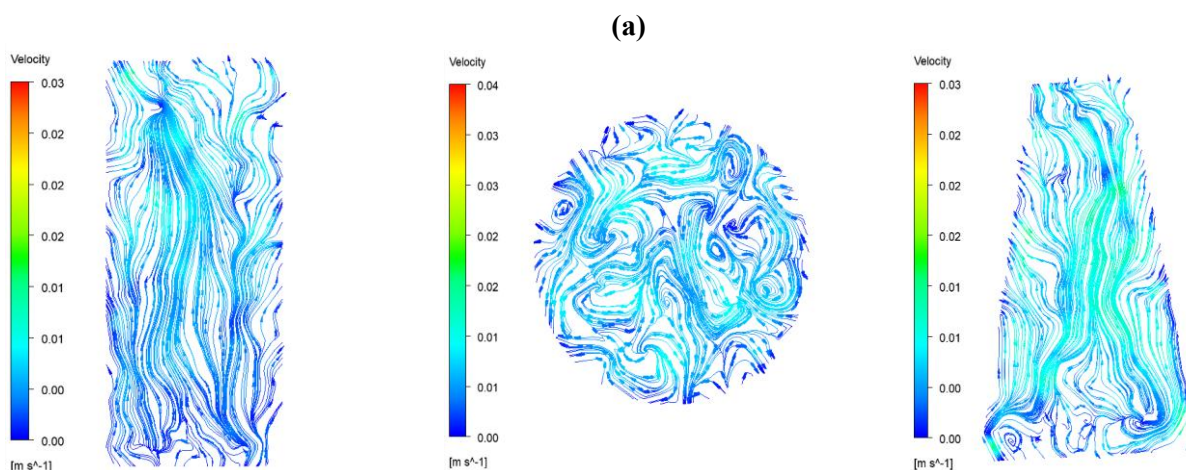
❖ Lignes de courant

L'étude des lignes de courant aide à comprendre la circulation du fluide. Les **Figures IV.7, 8 et 9** montrent les lignes de courant dans les différents réservoirs de stockage (cylindrique, sphérique et conique) à différents moments de charge, sous trois flux de chaleur 550, 750 et 950 W/m². Les lignes de courant, tracées dans le fluide, révèlent la direction de son écoulement à un instant donné, et leur densité est proportionnelle à la vitesse du fluide. On observe que la forme du réservoir influence considérablement les lignes de courant. Dans le réservoir sphérique, les lignes de courant sont plus complexes et présentent des tourbillons ce qui présage d'un phénomène de mélange du fluide à l'intérieur de ce réservoir, tandis que dans le réservoir cylindrique, elles sont plus régulières et symétriques, avec un écoulement plus uniforme. Le réservoir conique, quant à lui, affiche un écoulement concentré vers le sommet, créant des gradients de température

importants dans cette zone. Avec l'augmentation du temps de charge, la densité des lignes de courant varie, indiquant une augmentation de la vitesse du fluide à mesure que le réservoir se remplit. On observe aussi, que pour le réservoir conique, les vitesses augmentent surtout dans la partie centrale du bas vers le haut, par contre, et c'est aussi le cas pour le réservoir cylindrique, les lignes de courants gardent quasiment les mêmes chemins, ce qui réduit le mélange à l'intérieur de ces deux cuves.

Pour le cas des flux de rayonnement solaire $\phi = 750$ et 950 W/m^2 , des tourbillons apparaissent dans la cuve conique à un temps de charge de $\tau_{ch} = 3600\text{s}$ (**Figures IV.8 et 9 a**); alors qu'ils ne sont pas importants dans la cuve cylindrique. Ceci indique, que malgré le fait que la stratification des température est plus importante dans la cuve conique comparativement à la cuve cylindrique, cependant, cette dernière conserve sa stratification pour un long plus long que celui pour la cuve conique; les lignes de courant dans le réservoir conique se déforment et les tourbillons qui se forment créent un brassage du fluide à l'intérieur de cette cuve à mesure que le flux de rayonnement et le temps de charge augmentent.

En conclusion, l'analyse des lignes de courant met en évidence l'impact significatif de la configuration du réservoir, la valeur du rayonnement solaire et de la durée de charge sur l'écoulement du fluide dans les systèmes de stockage d'énergie. Elle montre une formation de tourbillons dans la partie centrale de la cuve sphérique et la partie inférieure de la cuve conique et leur développement avec l'augmentation du flux solaire et le temps de charge. La cuve cylindrique quand à elle, présente un plus faible brassage, avec peu de tourbillons d'intensité faible.



(b)

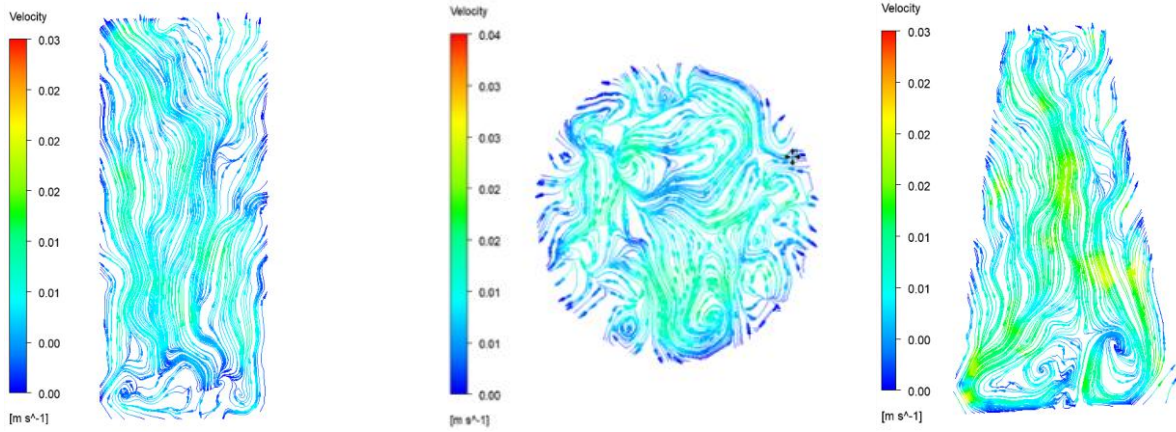
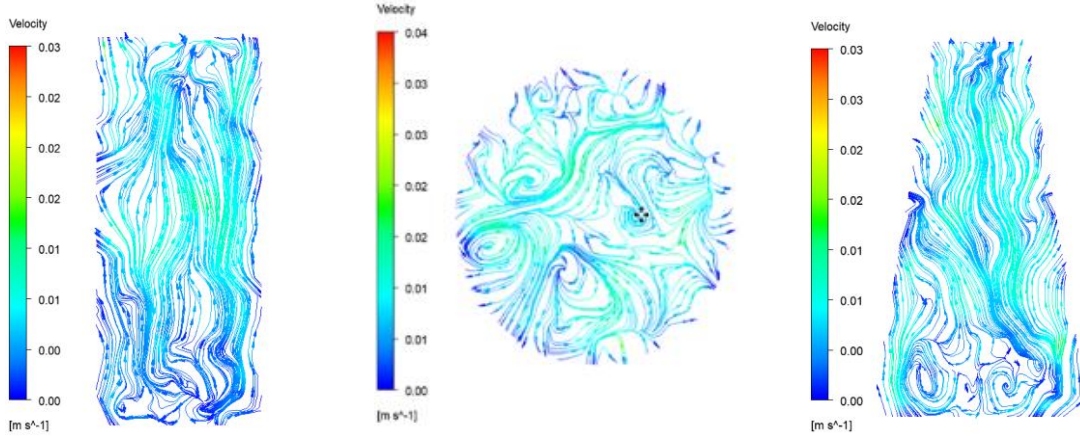


Figure IV.7 : Les lignes de courant dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge pour le cas 1 ($\phi = 550 \text{ W/m}^2$). (a) pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$.

(a)



(b)

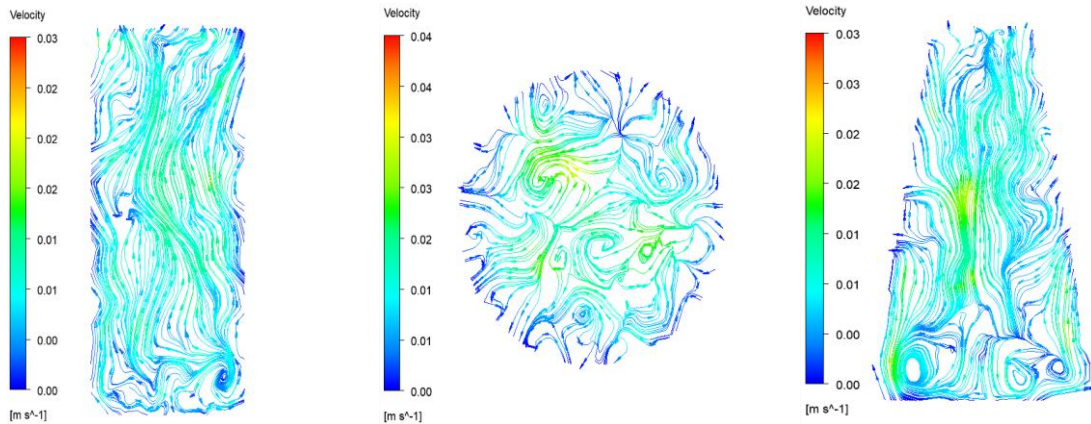


Figure IV.8: Les lignes de courant dans divers réservoirs de stockage à différents instants de charge pour le cas 2 ($\phi = 750 \text{ W/m}^2$). (a) pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$.

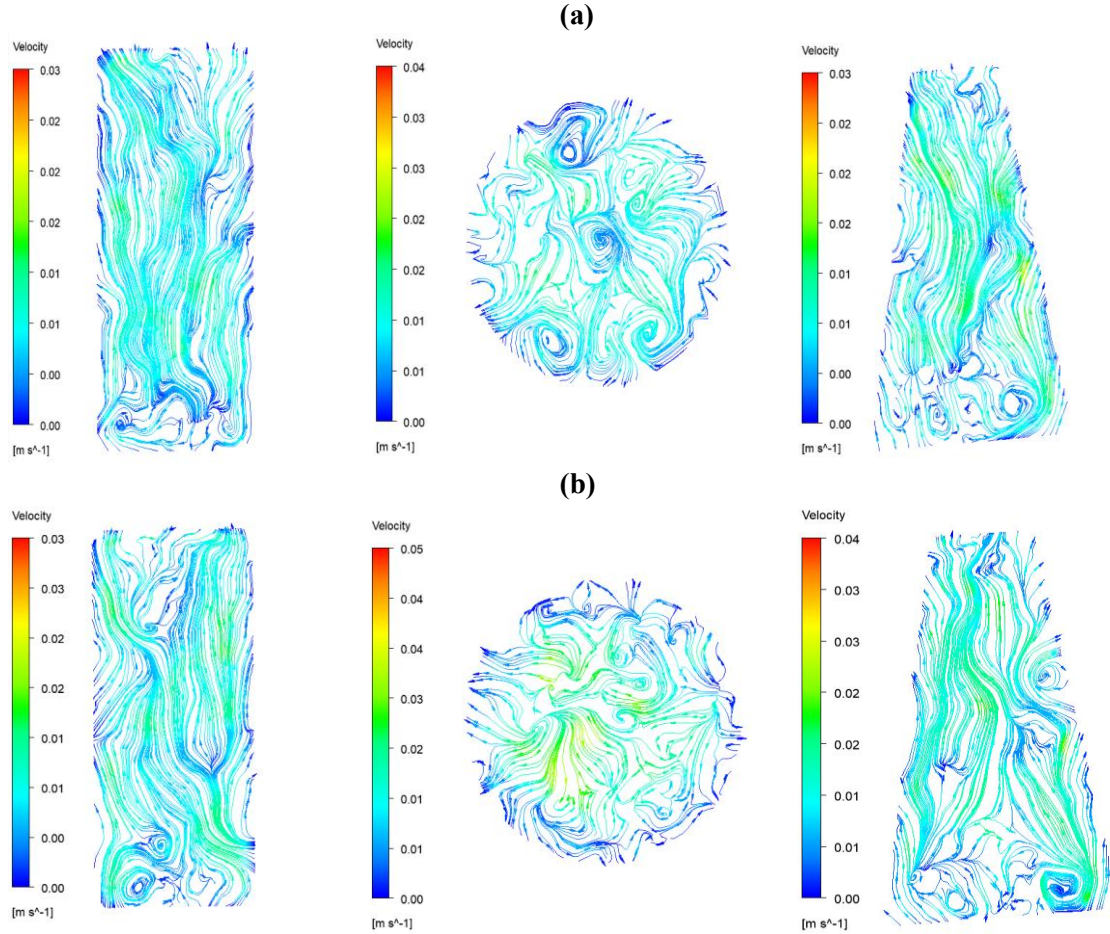


Figure IV.9: Les lignes de courant dans différents réservoirs de stockage et à différents temps de charge dans le cas 3 ($\phi = 950 \text{ W/m}^2$). (a) pour $\tau_{ch} = 3600\text{s}$, (b) pour $\tau_{ch} = 7200\text{s}$.

IV.4. Stratification thermique

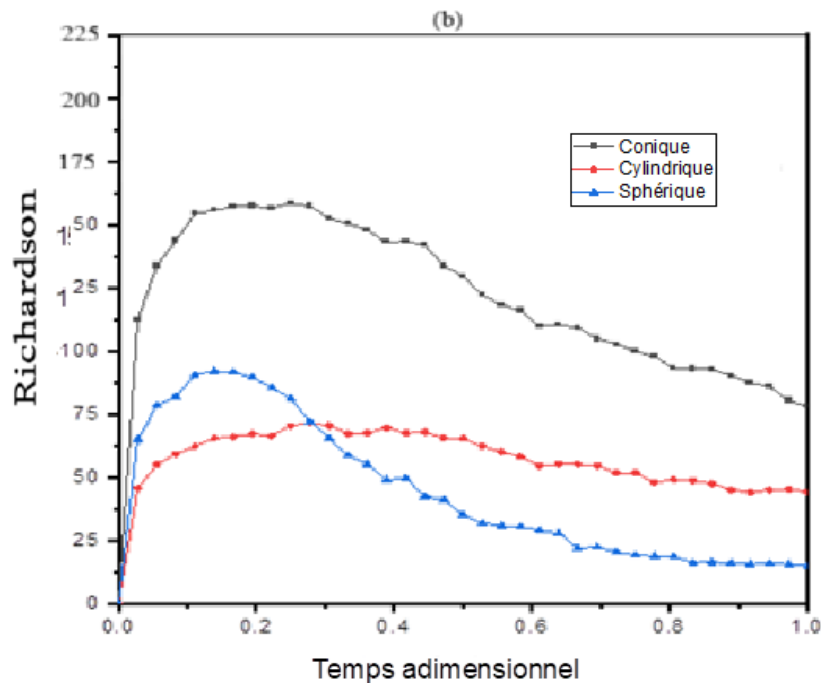
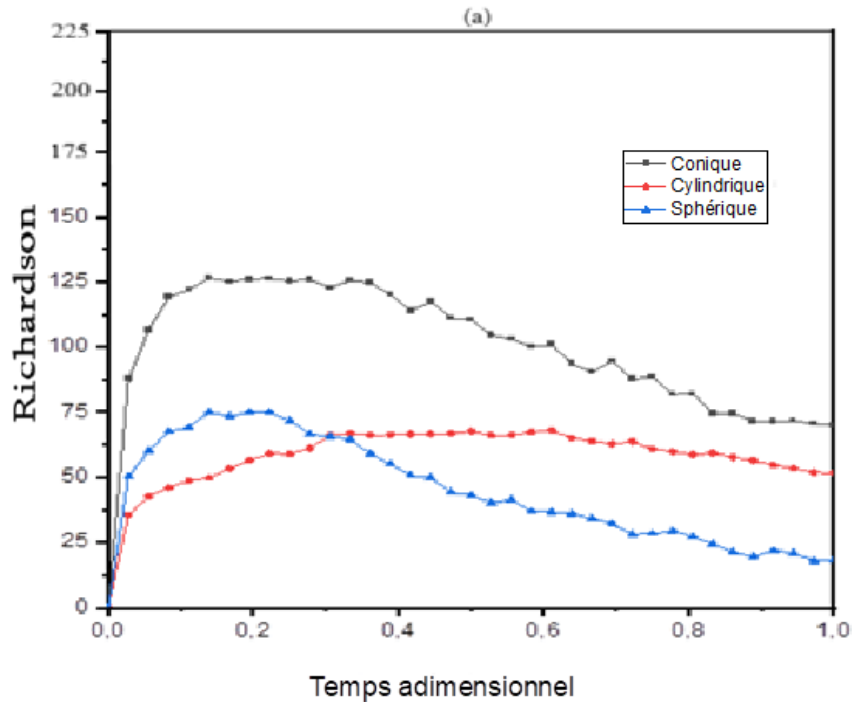
IV.4.1. Nombre de Richardson (Ri)

Le nombre de Richardson (Ri) est un outil précieux pour évaluer la stratification thermique dans les réservoirs de stockage d'eau chaude. Il quantifie le rapport entre les forces de flottabilité et les forces de mélange, permettant ainsi de comprendre comment la température varie à l'intérieur du réservoir. La formule du nombre de Richardson [68] permet de déterminer avec précision l'impact de la force de flottabilité sur le processus de mélange.

$$Ri = \frac{g \beta_f (T_{top} - T_{bottom})}{v_s^2} \quad (IV.1)$$

Où v_s représente la vitesse moyenne de l'eau, T_{top} est la température au sommet du réservoir de stockage et T_{bottom} est la température au fond du réservoir de stockage. v_s reflète la vitesse moyenne de l'eau sur la surface stratifiée générée par le mouvement de flottabilité dans différents

réservoirs. Le nombre de Richardson est représenté en fonction du temps de charge adimensionnel pour différents réservoirs de stockage, avec une durée de charge fixée à 7200 s. Les résultats sont présentés pour trois densités de flux thermique : $\phi = 550, 750$ et 950 W/m^2 . Cette analyse permet d'évaluer l'impact de la densité de flux thermique sur la stratification thermique au sein des réservoirs.



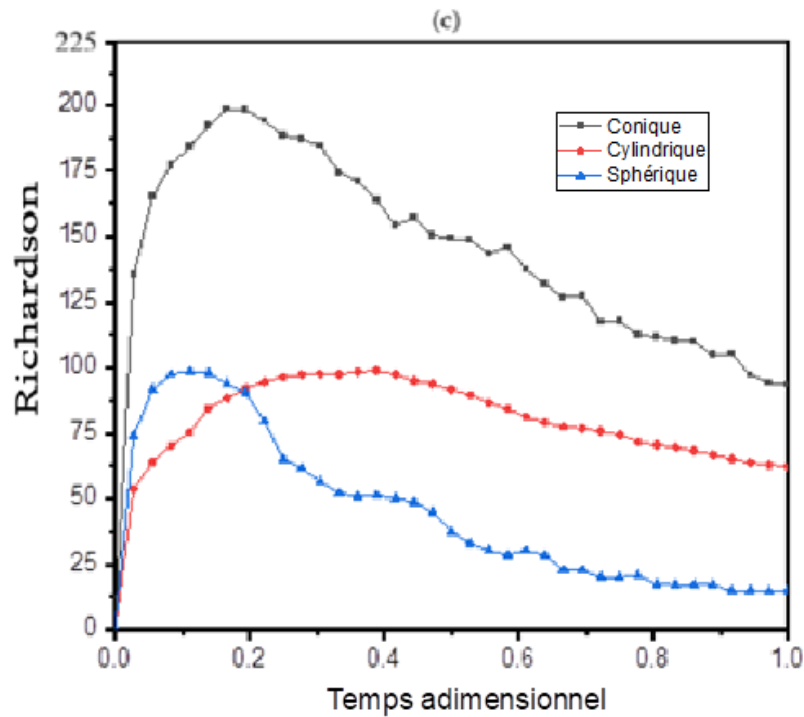


Figure IV.10: Nombre de Richardson en fonction de temps de charge adimensionnel pour différents réservoirs de stockage ($\tau_{ch} = 7200$ s). (a) $\phi = 550$ W/m² (b) $\phi = 750$ W/m² (c) $\phi = 950$ W/m².

La **Figure IV.10** montre l'évolution du nombre de Richardson en fonction du temps adimensionnel dans plusieurs réservoirs d'eau. Dans la situation de conditions d'opération identiques et avec des réservoirs de stockage de formes différentes, sphériques, cylindriques et coniques, le nombre de Richardson se révèle toujours supérieur pour les réservoirs en forme conique lorsqu'on prend en compte la fluctuation de charge dans le système solaire d'eau chaude.

Les trois courbes montrent que le nombre de Richardson du réservoir de stockage de forme conique est plus élevé que celui des autres réservoirs. Cela signifie que dans ce cas on a une meilleure stratification de la température. Plus précisément, entre $\tau = 0$ et $0,2$, le nombre de Richardson de la cuve sphérique est légèrement plus élevé que celui de la cuve cylindrique, mais après $\tau = 0,2$, il y a une baisse rapide du nombre de Richardson de la cuve sphérique. D'un autre côté, le réservoir cylindrique est devenu mieux stratifié que le sphérique. Ainsi, les résultats montrent que la forme conique donne un nombre de Richardson plus élevé que toutes les autres formes de cuve et pour tous les rayonnements solaires incidents.

IV.4.2. Nombre de Stratification (*Str*)

Le comportement thermique du réservoir de stockage en mode de décharge peut être quantifié en utilisant le concept d'efficacité de décharge. Cependant, dans cette étude, nous utilisons le nombre de stratification proposé par Fernández [69] pour obtenir des informations plus précises sur l'évolution de la stratification thermique dans les trois formes de réservoirs de stockage considérées. Le nombre de stratification est défini comme le rapport entre le gradient de température moyen maximal pour les opérations de charge et de décharge et la moyenne des gradients de température transitoires. Cela conduit à l'équation (IV.2) suivante :

$$\text{Str}(t) = \frac{(\overline{\partial T / \partial z})_t}{(\overline{\partial T / \partial z})_{\max}} \quad (\text{IV.2})$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{\max} = \frac{T_{\max} - T_{in}}{(J-1)\Delta z} \quad (\text{IV.3})$$

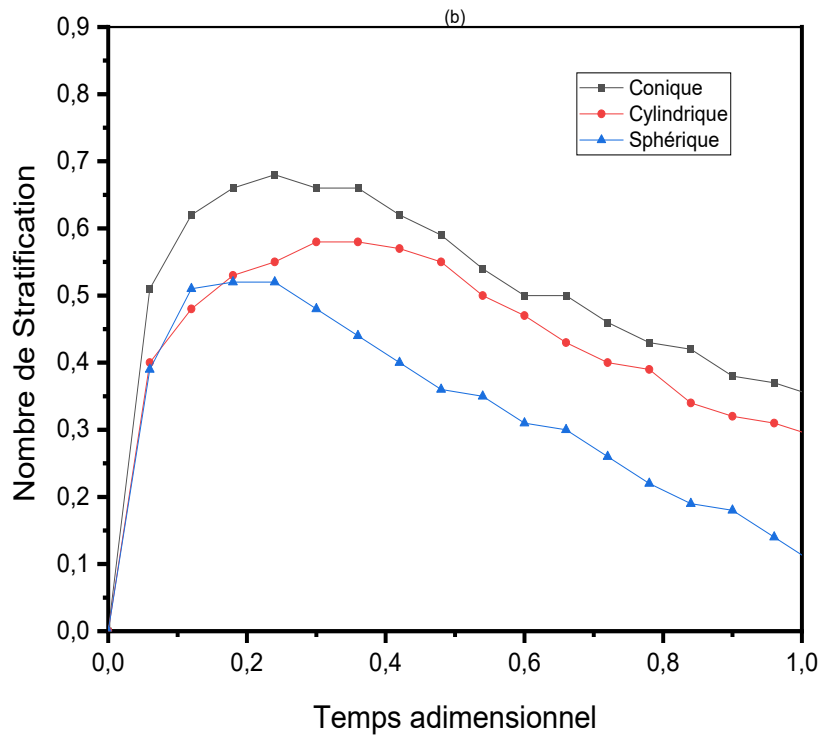
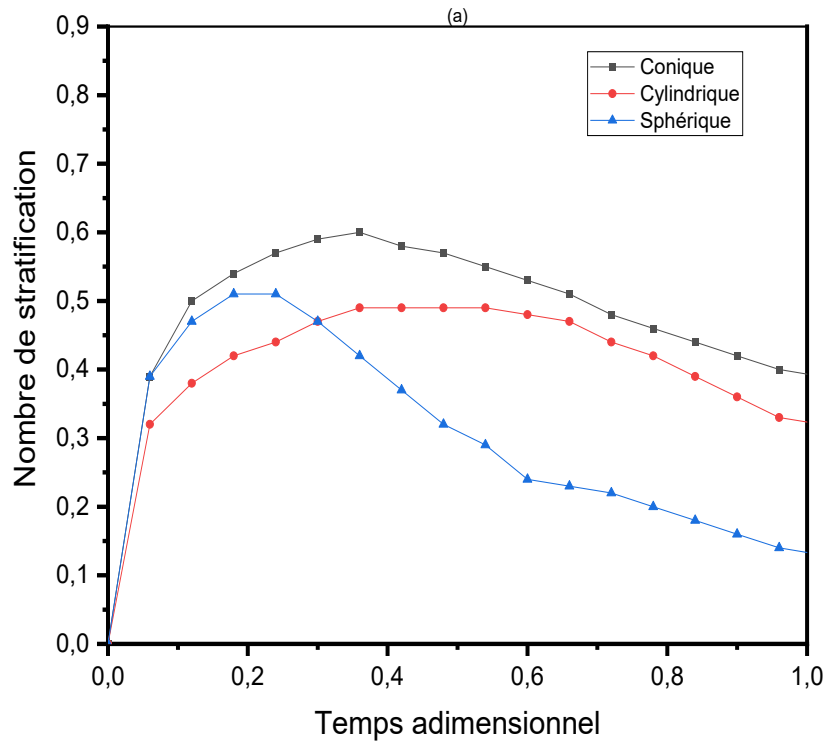
$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_t = \frac{1}{J-1} \cdot \left[\sum_{j=1}^J \frac{(T_{j+1} - T_j)}{\Delta z} \right] \quad (\text{IV.4})$$

Où, J est le nombre total de couches dans le réservoir de stockage d'eau, Δz représente la longueur entre deux couches successives, T_{in} est la température d'entrée en K, et $T_{\max}$ la température maximal dans le réservoir en K.

La **Figure IV.11** montre la variation du nombre de stratification (*Str*) en fonction du temps de charge adimensionnel pour trois réservoirs, soumis à des flux de chaleur respectifs de 550, 750 et 950 W/m². Les trois réservoirs présentent une tendance similaire, avec une augmentation initiale de l'efficacité de stratification jusqu'à atteindre un temps de charge adimensionnel d'environ 0,2. Ce comportement est dû à l'établissement de la stratification thermique au sein des différents réservoirs.

Il est à noter que le nombre de stratification (*Str*) diminue plus rapidement dans le réservoir sphérique que dans les réservoirs cylindrique et conique. La valeur maximale de (*Str*) dans le réservoir sphérique est d'environ 0,55, et elle diminue linéairement avec le temps de charge, atteignant finalement une valeur de 0,1. Le réservoir sphérique provoque un degré de mélange plus élevé entre les couches, ce qui réduit la stratification. D'autre part, le réservoir cylindrique présente un nombre de stratification (*Str*) atteignant une valeur maximale de 0,57 pour une intensité de flux de 950 W/m². Le réservoir conique, lorsqu'il est exposé à une intensité de flux de 950 W/m², atteint une valeur de 0,76 du nombre de stratification (*Str*) avant de diminuer

lentement jusqu'à 0,38. Cette diminution de (Str) indique que le mélange des différentes couches d'eau chaude commence à se produire au sein des réservoirs de stockage.



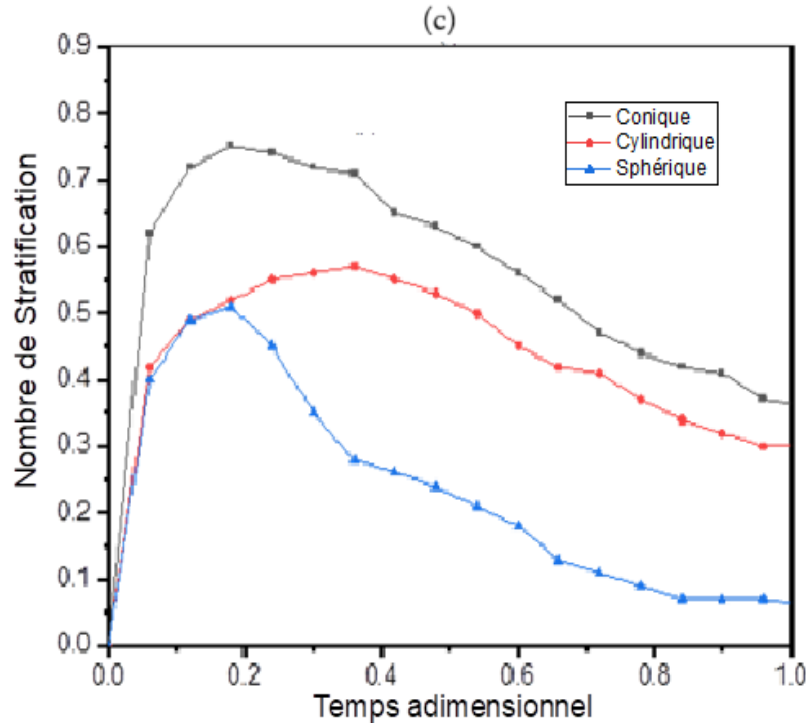


Figure IV.11 : Nombre de stratification (Str) en fonction du temps de charge adimensionnel pour différents flux de chaleur du rayonnement solaire ($\tau_{ch} = 7200$ s). (a) $\phi = 550$ W/m². (b) $\phi = 750$ W/m². (c) $\phi = 950$ W/m²

IV.5. Conclusions

Les conclusions les plus pertinentes qu'on peut tirer de ce chapitre sont les suivantes :

1. La modélisation transitoire proposée de la stratification thermique dans les trois réservoirs est complexe; elle inclut le transfert de chaleur par convection, la conduction dans les parois ainsi que la diffusion-advection dans l'eau stockée à l'intérieur du réservoir.
2. Avec l'entrée de l'eau en bas du réservoir et sa sortie en haut, l'advection dans l'eau devient un "facteur de retardement" en empêchant le mélange des couches supérieures chaudes avec les couches inférieures plus froides, ce qui permet de préserver la stratification thermique en maintenant l'épaisseur de la "thermocline" aussi longtemps que possible.
3. L'impact du flux de rayonnement solaire sur la stratification thermique et le stockage varie en fonction de la forme du réservoir.

4. Pour toute valeur de flux solaire incident, le stockage et la stratification s'améliorent avec les nombres adimensionnels de Richardson (Ri) et de stockage (Str) à mesure que le temps progresse, jusqu'à atteindre une valeur maximale avant leur dégradation. Les valeurs maximales de (Ri) et (Str) sont atteintes à des moments différents pour chaque forme de réservoir; le temps le plus court est observé pour le réservoir sphérique, tandis que le plus long est celui du réservoir cylindrique. Parmi les trois réservoirs, c'est le réservoir cylindrique qui maintient le stockage à son niveau maximal le plus longtemps possible, en raison d'une advection constante (section constante) et d'un gradient de température plus faible (donc une diffusion thermique moindre) par rapport aux réservoirs conique et sphérique. Avec l'augmentation du flux de rayonnement solaire, le stockage thermique augmente également; cependant, sa dégradation commence plus tôt ou à des moments adimensionnels plus courts. La dégradation du stockage la plus intense existe dans le réservoir sphérique.

CHAPITRE

V

L'impact des sites climatiques sur
l'efficacité du stockage thermique

V.1. Introduction

Dans le cadre de la transition énergétique et de la nécessité pressante d'améliorer l'efficacité des systèmes de stockage thermique, les réservoirs d'eau occupent une place centrale en tant que solutions de stockage de chaleur sous forme '*sensible*'. Ces dispositifs, sont capables d'accumuler de grandes quantités d'énergie thermique à des coûts relativement bas, et s'avèrent indispensables pour répondre à l'équilibre de l'offre et la demande. Il est donc essentiel d'analyser en détail ces réservoirs, notamment leur conception, leur performance thermique et leur capacité de stratification thermique, ceci, afin d'optimiser leur efficacité énergétique globale [70-73]. Ce chapitre aborde l'impact des conditions météorologiques des sites climatiques en Algérie sur l'efficacité de ces systèmes. Trois régions aux caractéristiques climatiques distinctes, Batna, Adrar et Alger, ont été choisies pour cette analyse, représentant des climats continental, désertique, et méditerranéen, respectivement. Les modélisations ont été effectuées pour deux journées particulières de l'année qui sont le 21 décembre et le 21 juin, représentant les solstices d'hiver et d'été, respectivement. Ces journées correspondent dans l'hémisphère nord les extrêmes annuels pour ce qui est de la durée d'ensoleillement: le 21 décembre étant le jour le plus court et le 21 juin le jour le plus long. Ce choix permet d'examiner le rendement des systèmes étudiés dans des conditions météorologiques variées, soulignant leurs performances énergétiques durant les périodes de disponibilité solaire limitée et abondante. Ces résultats sont significatifs pour améliorer la conception et la gestion des systèmes thermiques tout au long de l'année.

Trois géométries de réservoirs de stockage de chaleur ont été étudiées: cylindrique, sphérique et conique, respectivement. L'étude se concentre sur la distribution des températures dans ces réservoirs, et, des résultats des simulations, les énergies thermiques sensibles stockées sont évaluées des points de vues '*quantitatif*' et '*qualitatif*'. Les simulations ont été effectuées en utilisant ANSYS Fluent et les résultats obtenus pour chaque type de réservoir, donnent des explications sur les types d'écoulements et de transferts de chaleur, et tout particulièrement, les stratifications thermiques dans des couches sélectionnées le long de la hauteur de ces réservoirs. A la fin, ces résultats permettent d'identifier parmi les trois réservoirs, quel est celui ayant l'efficacité la plus optimal en combinant les aspects quantitatif et qualitatif ce dernier se base particulièrement sur le nombre de Richardson.

V.2. Identification des sites pour l'étude du stockage thermique

Dans le Chapitre 2, nous avons examiné les différentes zones climatiques de l'Algérie, en soulignant leurs caractéristiques géographiques et climatiques. La présente analyse se fixe comme objectif la compréhension de l'impact des conditions climatiques de chaque région sélectionnée sur la quantité et la qualité de l'énergie thermique sensible stockée. Dans la présente section, on considère trois villes représentatives à savoir: Batna, située dans le nord-est avec un climat semi-aride continental et une altitude élevée, entraînant des variations thermiques importantes; Adrar, dans le sud-ouest désertique, où les conditions arides et la chaleur extrême dominant; et enfin Alger, sur la côte méditerranéenne. Les données géographiques et climatiques de ces trois zones sont résumées dans le **Tableau V.1**, offrant une base pour l'analyse de l'impact du climat sur le stockage de l'énergie dans les réservoirs. Cette approche permet de mieux comprendre les spécificités locales et d'optimiser les systèmes de stockage d'eau chaude en fonction des contraintes climatiques.

Tableau V.1: Localisation géographique et climat des villes de Batna, Adrar et Alger.

Ville	Région	Latitude	Longitude	Altitude	Climat
Batna	Nord-Est Algérie	36.5280° N	6.7410° E	821 m	Semi-aride, continental
Adrar	Sud-Ouest Algérie	27.8243° N	0.2856° W	280 m	Désertique, aride
Alger	Nord Algérie (côte)	36.4372° N	3.1565° E	25 m	Méditerranéen

V.3. Analyse des contours de température pour différents sites climatiques

Les températures initiales de l'eau à 8:00 h du matin pour les trois zones climatiques étudiées (Batna, Adrar et Alger) sont estimées à l'aide de simulations réalisées avec ANSYS Fluent. Ces simulations prennent en compte les conditions climatiques spécifiques à chaque région, telles que le rayonnement solaire, l'altitude et les variations saisonnières.

Les résultats des températures initiales de l'eau (utilisée comme donnée d'entrée dans les simulations numériques) pour deux journées de l'année à savoir: le 21 décembre et le 21 juin, sont présentés dans le **Tableau V.2**, illustrant l'influence des climats sur les températures initiales utilisées pour l'analyse du stockage thermique.

Tableau V.2: Températures initiales simulées à 8:00 h pour les trois zones climatiques étudiées.

Ville	Climat	21 décembre	21 juin
Batna	Semi-aride, continental	8°C	20°C
Adrar	Désertique, aride	17°C	22°C
Alger	Méditerranéen	10°C	18°C

Les résultats des simulations obtenus sous ANSYS Fluent sont présentés dans les **figures V.1, V.2 et V.3** ci-dessous. Elles montrent les contours de température pour les trois réservoirs (cylindrique, sphérique et conique) à différentes heures de la journée (09:00, 13:00, et 16:00).

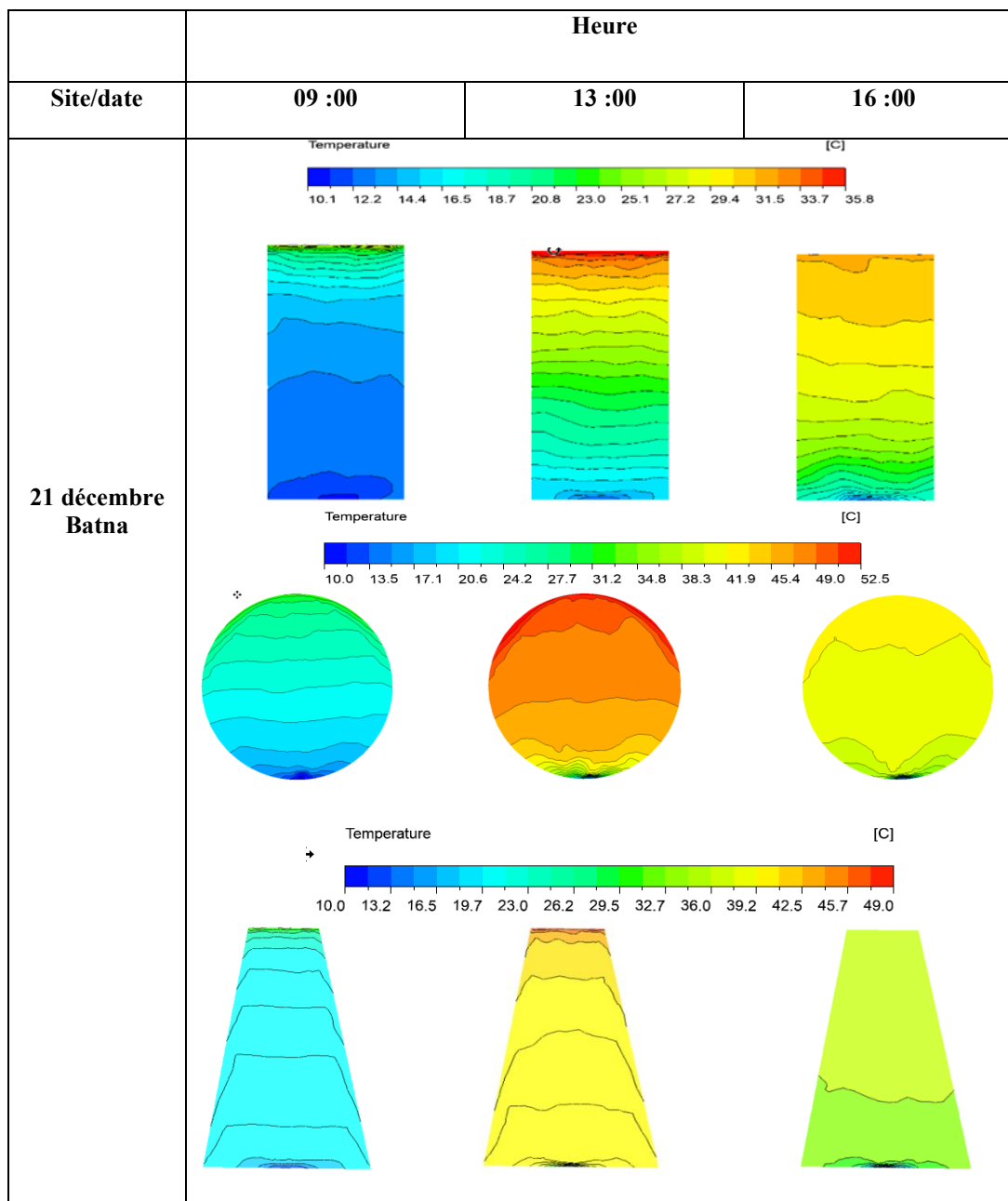
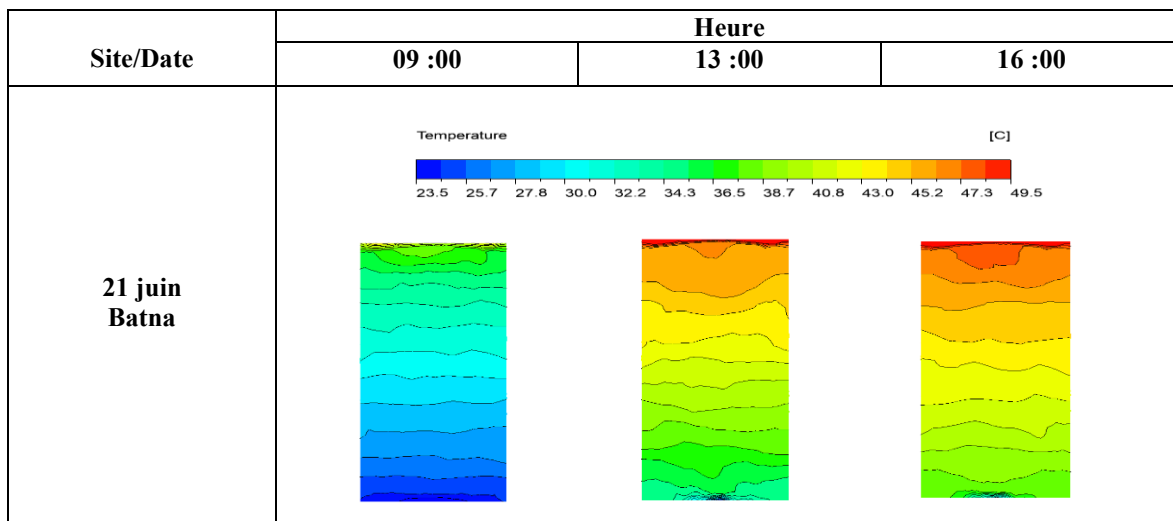


Figure V.1: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Batna le 21 décembre.

Sur la **Figure V.1**, qui concerne la ville de Batna le 21 décembre, on note que le réservoir cylindrique présente une stratification des températures maintenue tout au long de la journée avec un maximum d'énergie thermique sensible stockée à 13h, s'ensuit une diminution à 16h due aux pertes puisque la température ambiante est plus faible à cette heure en comparaison avec celle à 13h. De plus, on remarque aussi l'existence d'un mélange des couches supérieures où les épaisseurs de ces couches deviennent de plus en plus grandes. Pour le réservoir sphérique, on notera que la stratification thermique est bonne jusqu'à 13h avant qu'elle ne se dégrade par la suite comme attendu, avec l'existence d'un noyau quasi-isotherme occupant la plus grande partie du volume de stockage, ce qui est le résultat d'un mélange important de la majorité des couches du fluide. Du point de vue quantitatif, la quantité d'énergie sensible stockée est beaucoup plus importante dans la cuve sphérique en comparaison avec celle stockée dans la cuve cylindrique. Le réservoir conique montre une stratification thermique significative, de même qu'un stockage important, cependant, il apparait inférieur à celui de la cuve sphérique. Ainsi, on pourra conclure que pour cette région en hiver avec des besoins important de l'eau chaude sanitaire et du chauffage, le réservoir de forme sphérique parait comme le plus indiqué. Les résultats du 21 juin (cf. **Figure V.2**) indiquent, cependant, qu'en absence du chauffage, la demande d'eau chaude sanitaire seule peut être couverte par un chauffe-eau solaire auto-stockeur avec cuve cylindrique, car ce type de réservoir assure une qualité de stockage importante (cf. stratification importante) associée à une grande quantité stockée. Maintenant, si l'objectif est de stocker le plus d'énergie thermique sensible possible, dans ce cas, la cuve sphérique est celle qui présente les meilleures performances tout au long de l'année.



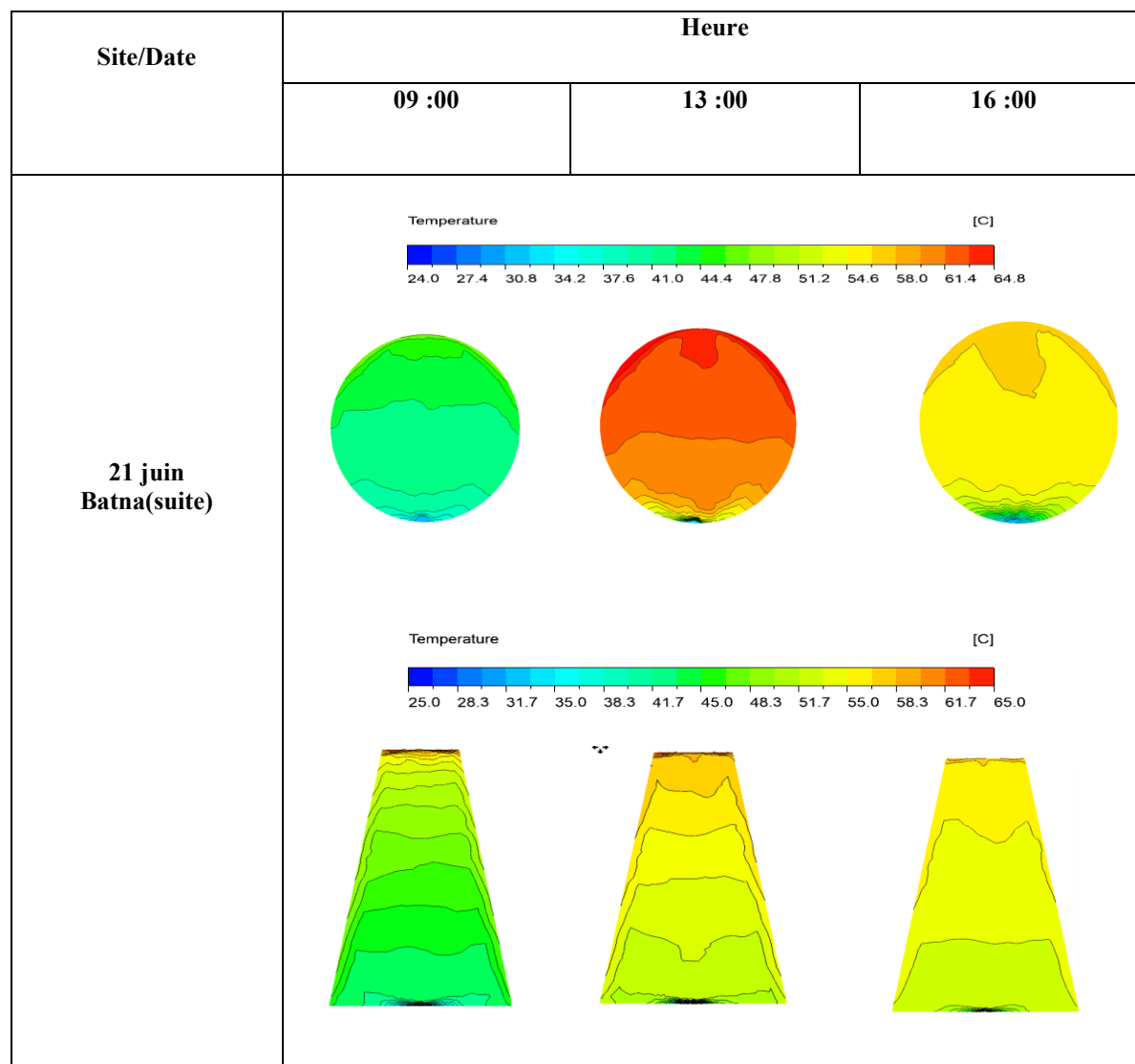


Figure V.2: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Batna le 21 juin

Sur la **Figure V.3**, les contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Adrar le 21 décembre sont présentés. Si le réservoir cylindrique montre une stratification thermique élevée, du point de vue quantitatif son stockage reste modéré en comparaison aux cuves sphérique et conique. La quantité d'énergie stockée à Adrar est nettement supérieure à celle stockée à Batna, et cela quelque soit la forme géométrique du réservoir. Si, on tient compte des besoins simultanés du chauffage et d'eau chaude sanitaire, les cuves sphérique et conique sont les mieux indiquées; la cuve cylindrique ne peut couvrir les besoins de chauffage sans un appoint électrique.

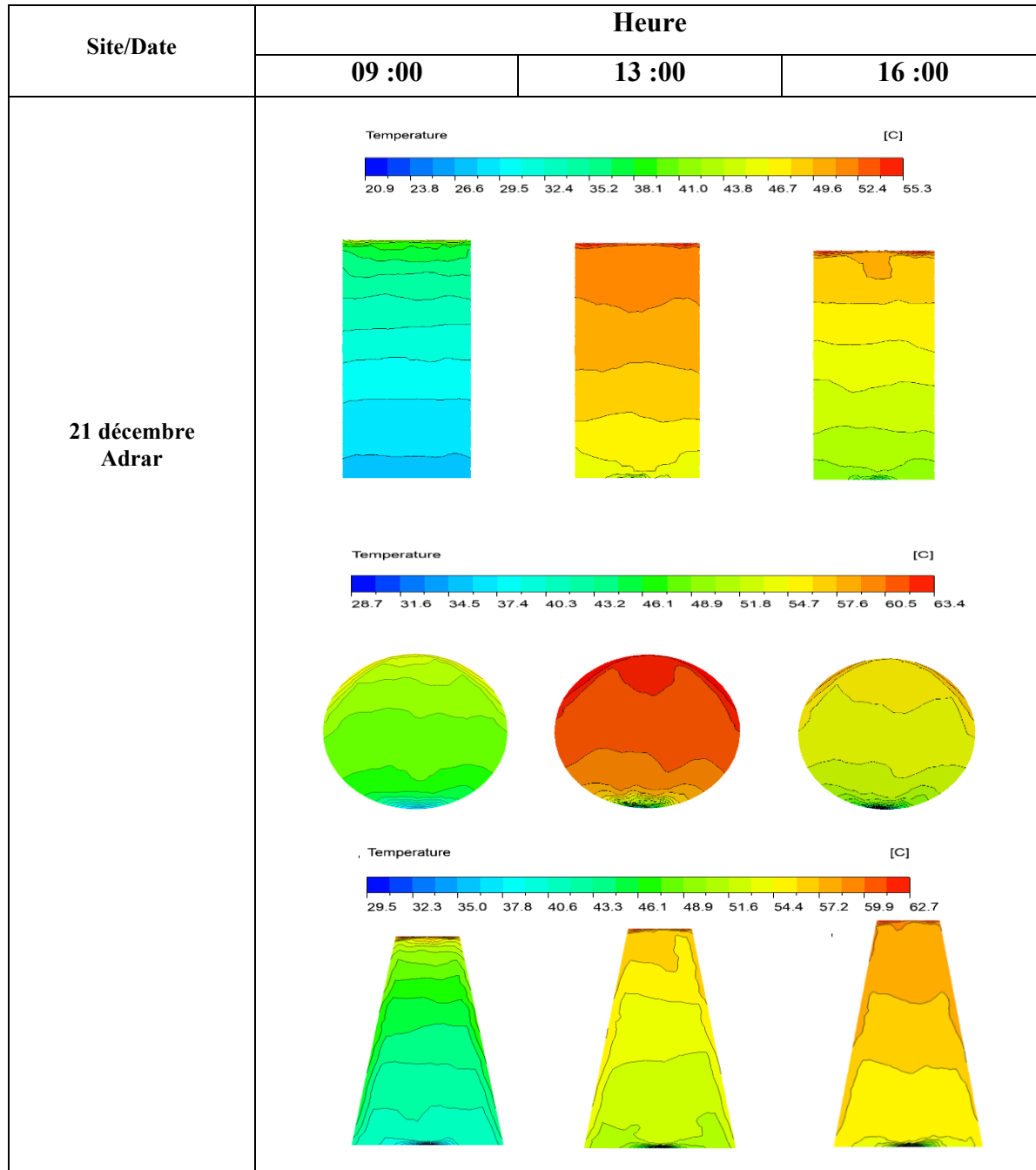


Figure V.3: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Adrar le 21 décembre.

Sur la **Figure V.4**, on remarque pour la journée du 21 juin, donc en période estivale, que la quantité d'énergie stockée thermique est importante dans les trois cuves. La cuve conique présente une grande stratification associée à une grande quantité d'énergie stockée. Ces deux caractéristiques font que cette cuve doit être associée au chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur pour les régions présentant des climats similaires à celui d'Adrar.

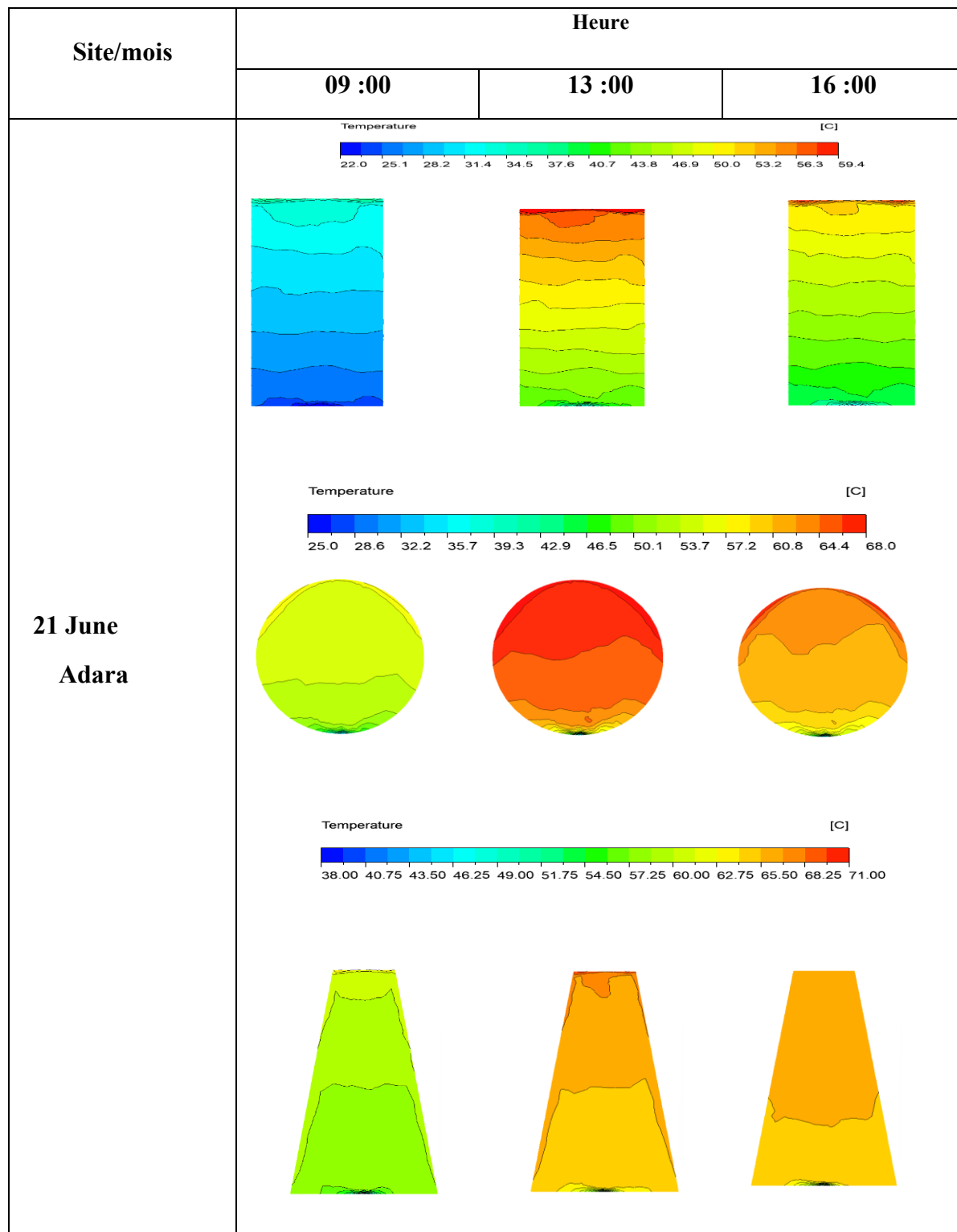


Figure V.4: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Adrar le 21 juin.

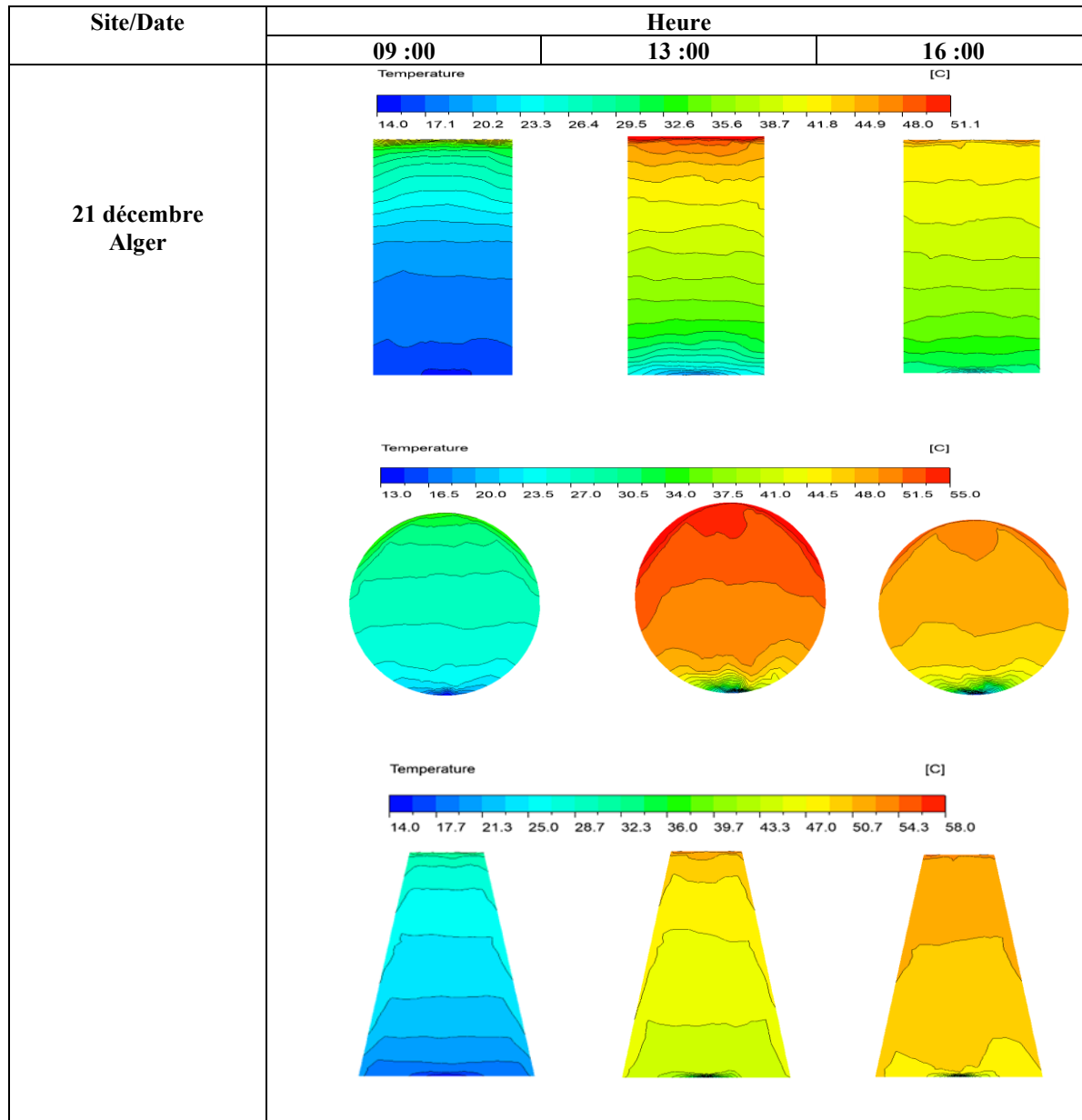


Figure V.5:Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Alger le 21 décembre.

Pour la région d'Alger (et par suite, toute ville avec un climat similaire), on remarque sur la **Figure V.5**, que pour la journée du 21 décembre, les cuves sphérique et conique sont les seuls capables de couvrir les besoins d'eau chaude sanitaire et chauffage simultanément. La cuve cylindrique quant à elle, présente une bonne stratification donc une qualité supérieure de stockage, cependant, la quantité stockée ne peut pas couvrir les besoins de chauffage.

La cuve conique présente non seulement une stratification supérieure à la cuve sphérique, elle présente en outre aussi une quantité de stockage supérieure, puisque les températures des différentes couches semblent diminuer à partir de 13h pour la cuve sphérique, alors qu'elle continue d'augmenter même modérément dans la cuve conique. Donc, en tenant compte de ce constat, la cuve conique est recommandée pour Alger et le climat Méditerranéen.

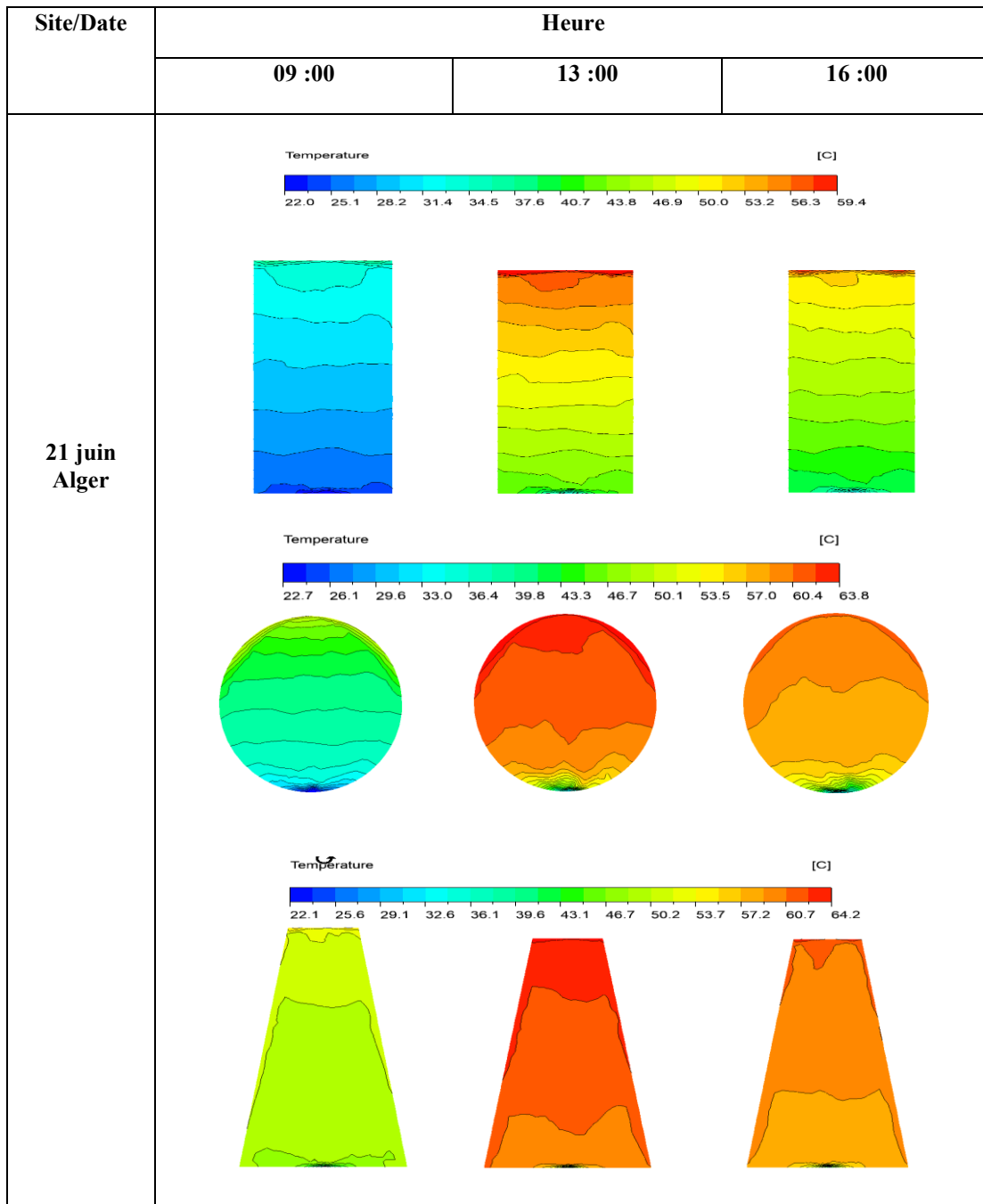


Figure V.6: Contours de température des réservoirs cylindrique, sphérique et conique à Alger le 21 juin.

V.4. Les évolutions des températures moyennes pour différents sites climatiques

L'analyse de l'évolution de la température moyenne à l'intérieur des réservoirs de stockage pour les différents sites climatiques étudiés dans la section précédente (Batna, Adrar et Alger) met en évidence l'influence des conditions climatiques locales sur les performances thermiques du système.

Cette étude vise principalement à examiner comment la configuration des réservoirs (cylindrique, sphérique et conique) affecte la distribution de la température moyenne et la stratification thermique en fonction de diverses conditions climatiques. Ainsi, des simulations ont été effectuées en utilisant le logiciel ANSYS Fluent pour les deux journées illustrant le solstice d'hiver (21 décembre) et d'été (21 juin). Les résultats obtenus servent à évaluer les quantités d'énergie thermique sensible stockée.

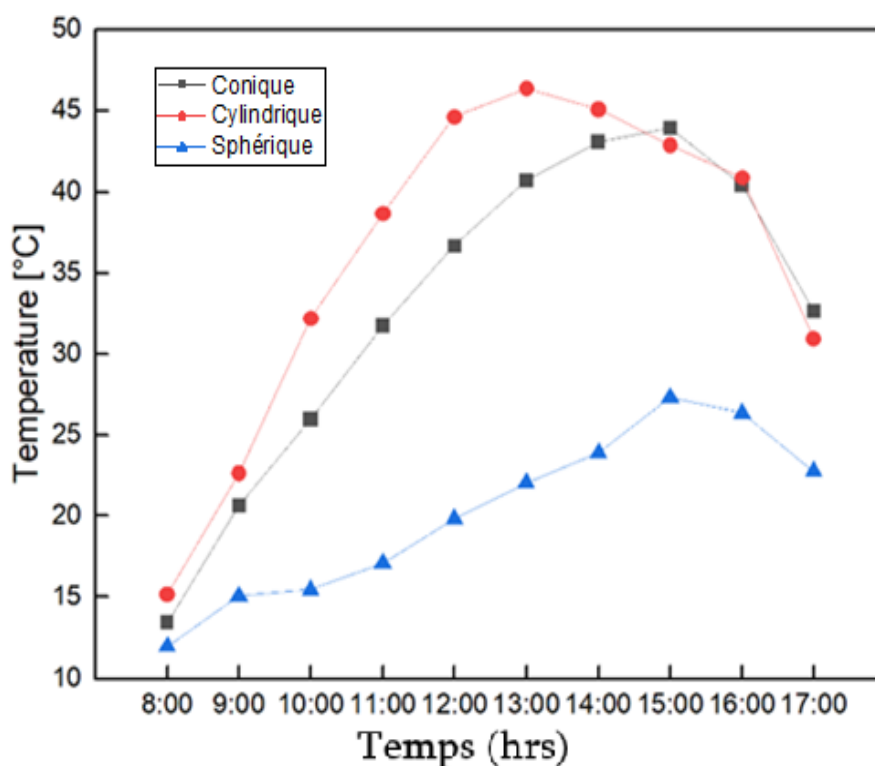


Figure V.7: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Batna.

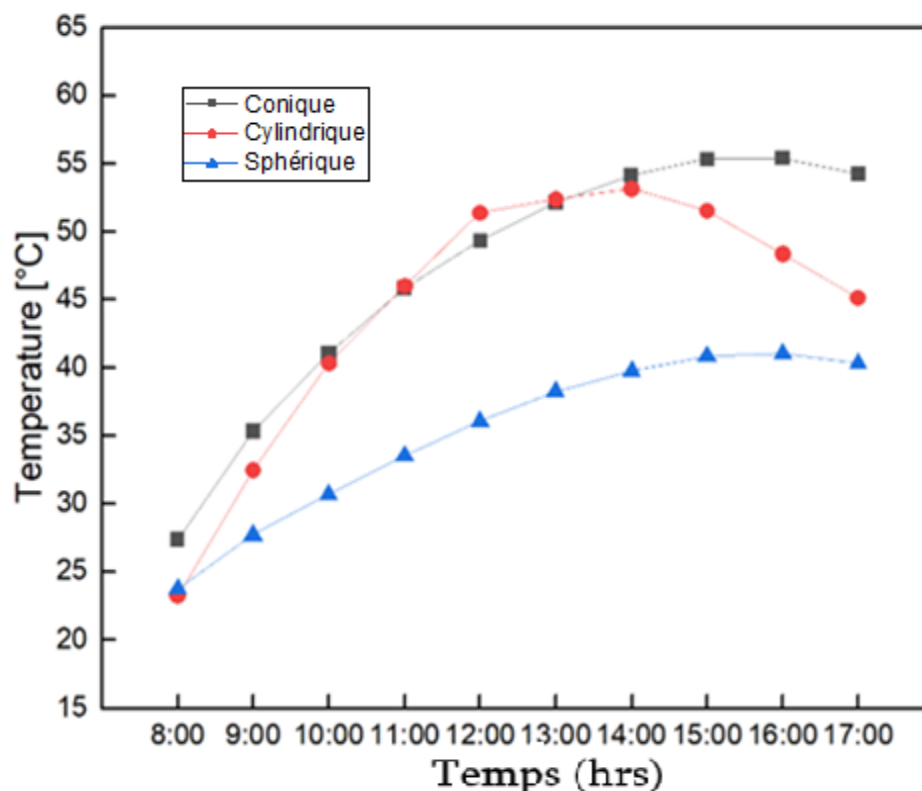


Figure V.8: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 juin à Batna.

Pour Batna, en hiver (**Figure V.7**), la température moyenne du réservoir sphérique oscille entre 15°C et 47°C, alors que pour le réservoir conique elle se situe entre 13°C et 42°C, et entre 12°C et 26°C pour le réservoir cylindrique. Ce constat renforce les conclusions tirées de la **figure V.1** à savoir que le réservoir sphérique accumule la plus grande quantité d'énergie en comparaison aux réservoirs cylindrique et conique.

En été (**Figure V.8**), l'élévation des températures est notable, atteignant près de 57°C pour le réservoir conique, qui stocke davantage de chaleur surtout après 14h. Le réservoir cylindrique, quant à lui, enregistre des températures plus basses, particulièrement en fin de journée.

Le réservoir sphérique, de par sa géométrie, stocke une quantité d'énergie similaire à celle dans le réservoir conique jusqu'à 14h, avant qu'une dégradation due aux pertes thermiques importantes avec le milieu extérieur n'entraîne une diminution de la température moyenne. La surface du conique est d'à peu près 1.365 m², celle du réservoir sphérique 1.365 m² et du réservoir cylindrique 1.522 m².

La dégradation plus importante dans le réservoir sphérique trouve son explication en combinant les effets de mélange du fluide à l'intérieur du réservoir sphérique fait que la plus grande surface de ce réservoir échange de la chaleur avec le milieu externe avec une grande différence de température.

Pour le réservoir conique, malgré le fait que sa surface exposée soit la même que celle de la sphère, mais comme une grande stratification de la température dans le fluide existe, les pertes thermiques vers l'extérieur se font par petites tranches à travers des surfaces d'épaisseurs égales à celles des couches isothermes du fluide.

En les additionnant, leur somme reste inférieure à la perte du réservoir sphérique. Cette explication est aussi valable pour le réservoir cylindrique qui en accumulant moins de chaleur sensible que les deux autres réservoirs donc sa température moyenne est plus faible, perd moins de chaleur vers le milieu externe puisque sa stratification est importante.

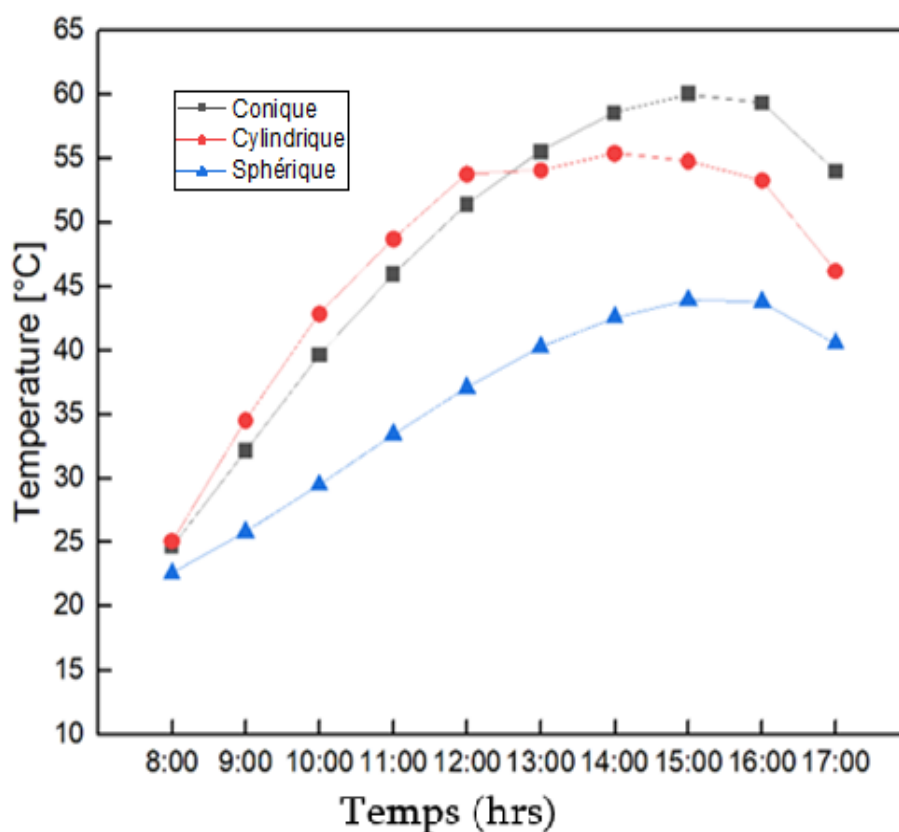


Figure V.9: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Adrar.

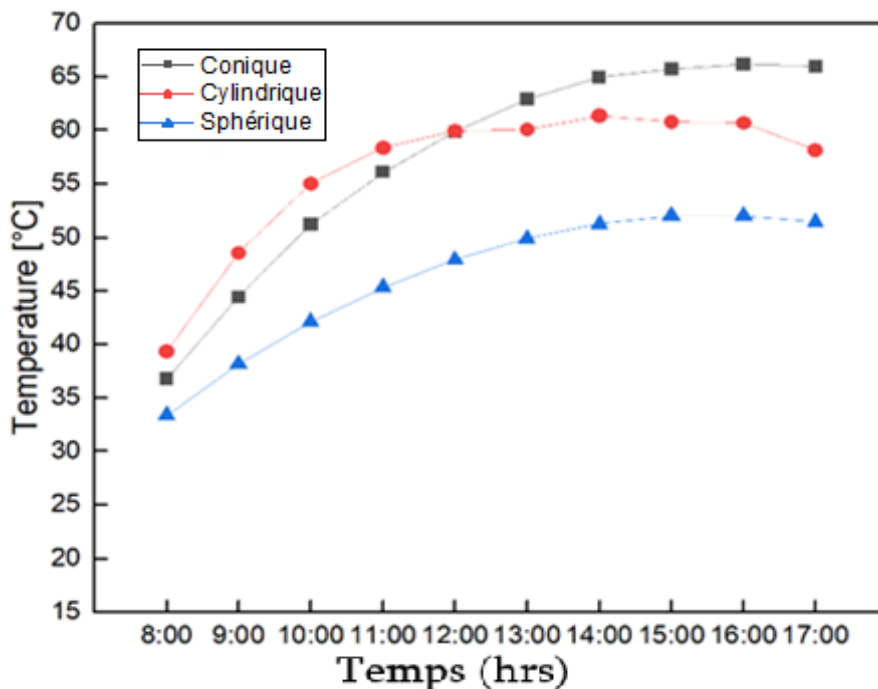


Figure V.10: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 juin à Adrar.

Pour les **figures V.9 et 10**, la même explication reste valable sauf que dans ce cas, les quantités d'énergies stockées sont plus importantes et que les pertes thermiques en été diminuent car la température ambiante externe est plus élevée.

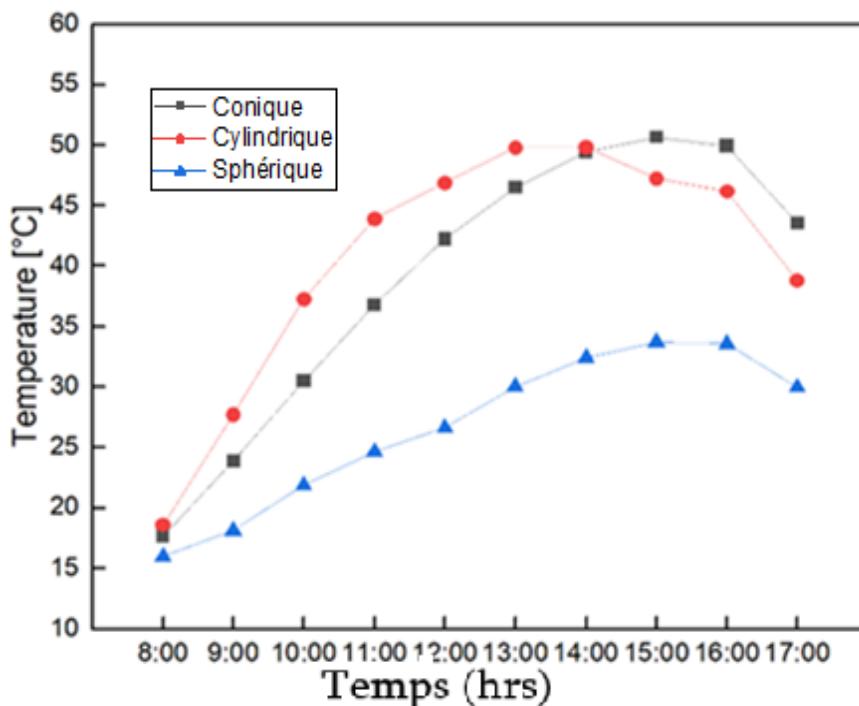


Figure V.11: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 décembre à Alger.

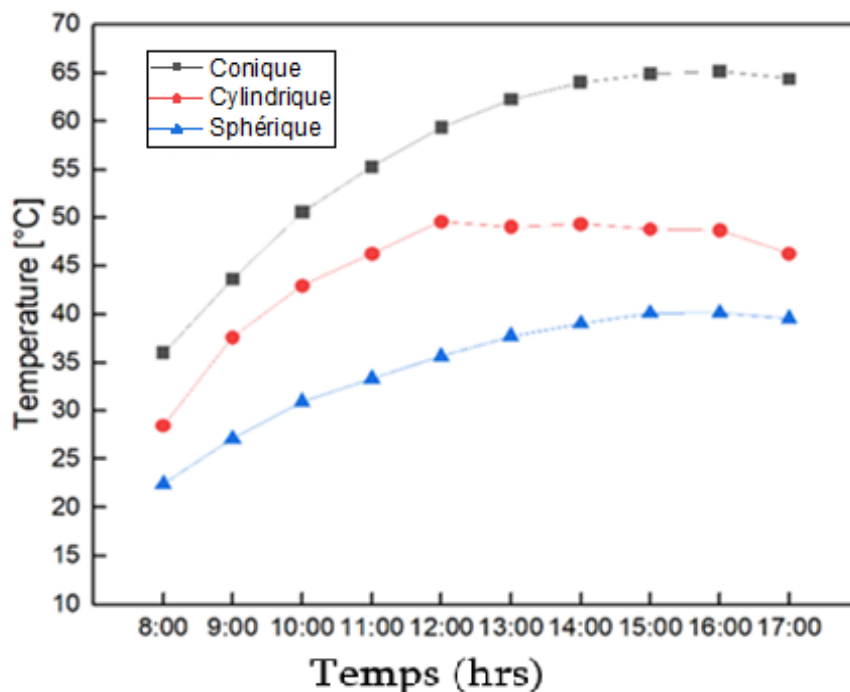


Figure V.12: Évolution de la température moyenne (T_{moy}) le 21 Juin à Alger.

Pour Alger, en hiver, la cuve conique accumule plus d'énergie que lorsqu'elle est installée à Batna mais moins qu'Adrar. Cependant, en été, elle stocke pratiquement autant d'énergie qu'à Adrar. Les réservoirs cylindrique et sphérique sont par contre nettement moins performants que lorsqu'ils sont installés à Adrar, par contre, ils ont de meilleures performances qu'à Batna.

V.5. La variation du nombre de Richardson dans les différents sites climatiques

Cette partie du travail se concentre sur l'analyse des variations du nombre de Richardson dans trois villes algériennes: Batna, Adrar et Alger, respectivement. L'étude a portée sur la journée du 21 décembre.

Les variations du nombre de Richardson au cours de la journée du 21 décembre diffèrent significativement entre les villes de Batna, Adrar et Alger en raison de leurs caractéristiques géographiques distinctes. Les variations du nombre de Richardson sont pratiquement identiques pour la cuve conique quelque soit le site considéré, ce qui confirme que la stratification est peu affectée par le lieu d'installation du chauffe-eau solaire avec réservoir conique. Les réservoirs cylindriques quand à eux ont des nombres de Richardson élevés et presque identique à Batna et Alger, mais une dégradation est notée pour le site d'Adrar.

Les réservoirs sphérique possèdent les nombres de Richardson les plus faibles, cela quelque soit le site considéré; ainsi, leurs capacités à garder une stratification thermique stable est faible, ils ne sont donc pas très recommandés pour des stockages longs.

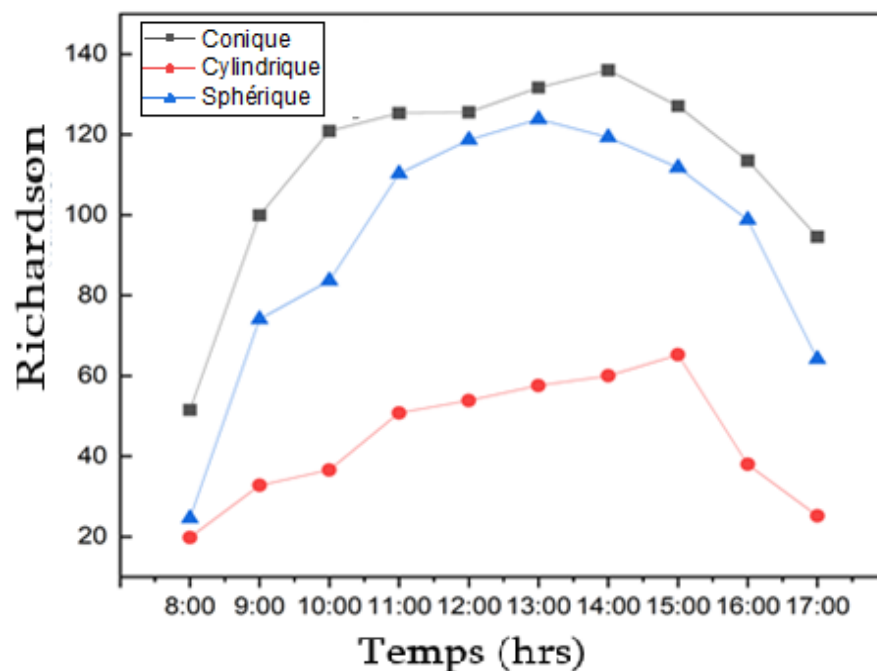


Figure V.13: Variations du nombre de Richardson à Batna le 21 décembre.

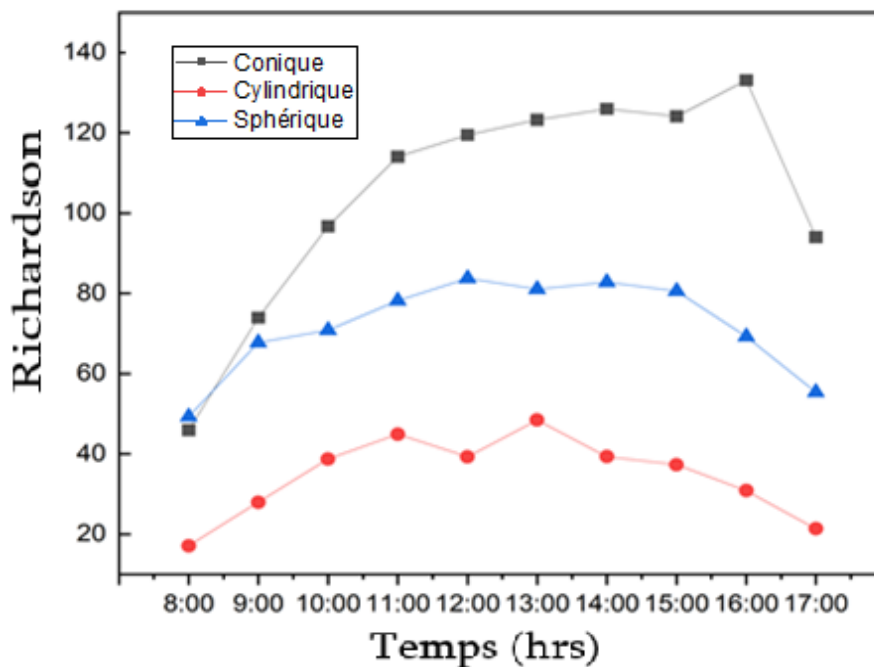


Figure V.14: Variations du nombre de Richardson à Adrar le 21 décembre.

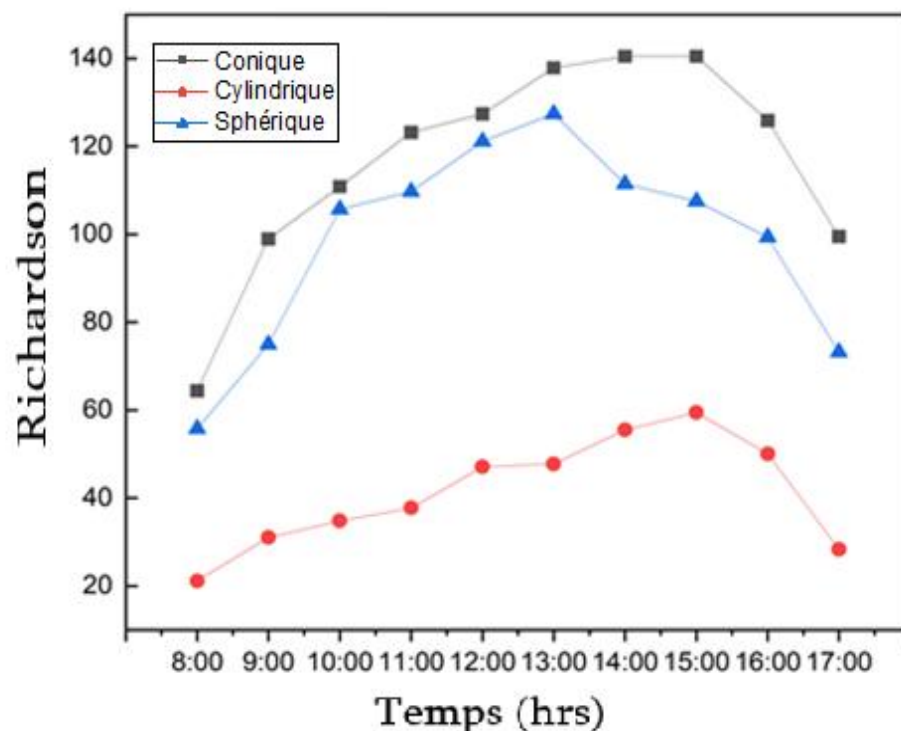


Figure V.15 : Variations du nombre de Richardson à Alger le 21 décembre.

V.6. Conclusion

Cette étude met en évidence l'importance de la forme des réservoirs et des conditions climatiques locales sur l'efficacité du stockage thermique. En analysant les performances des réservoirs de formes cylindrique, sphérique et conique dans trois sites aux caractéristiques climatiques distinctes (Batna, Adrar et Alger), il est clair que chaque forme de réservoir réagit différemment aux variations thermiques selon l'environnement.

Les réservoirs sphériques se sont avérés les moins efficaces pour maintenir une stabilité thermique dans tous les sites considérés. Les réservoirs cylindriques, quant à eux, sont plus adaptés aux climats tempérés comme ceux de Batna et Alger, où ils permettent de maintenir des stratifications des températures importantes. Enfin, les réservoirs coniques présentent les meilleures performances que ce soit du point de vue quantitatif ou qualitatif et cela quelque soit le site considéré.

CHAPITRE

VI

Analyse énergétique et exergetique d'un
chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur

VI.1. Introduction

Ce chapitre se concentre sur l'analyse énergétique et exergétique d'un chauffe-eau solaire sphérique auto-stockeur. Cette étude est nécessaire pour mesurer l'efficacité des collecteurs solaires, qui transforment l'énergie solaire en chaleur utilisable ou en énergie mécanique pour diverses applications comme le chauffage et la génération d'électricité. L'approche énergétique, qui repose sur la première loi de la thermodynamique, permet d'évaluer l'efficacité du collecteur en fonction de l'énergie qu'il absorbe et restitue [74]. Une connaissance approfondie de ces facteurs aide à perfectionner les systèmes solaires, en considérant les pertes de chaleur, les conditions météorologiques et les caractéristiques du fluide caloporteur, ce qui améliore leur efficacité et longévité [75]. Les résultats présentés dans cette section facilitent l'analyse de l'impact des flux de chaleur sur les fluctuations des deux formes d'efficacité (énergétique et exergétique), ainsi que l'évaluation de l'influence des différentes configurations de stockage conique, cylindrique et sphérique sur la capacité de stockage et la conversion de l'énergie thermique.

VI.2. L'importance des analyses énergétiques et exergétiques.

L'importance des analyses énergétiques et exergétiques dans les collecteurs solaires réside dans leur capacité à évaluer et à optimiser les performances des systèmes de conversion d'énergie solaire. L'évaluation énergétique, basée sur le premier principe de la thermodynamique, donne la possibilité d'évaluer le rendement global d'un dispositif solaire en confrontant l'énergie solaire collectée à celle qui est effectivement utilisable pour des usages pratiques, comme le chauffage ou la génération d'électricité [76]. Cependant, cette approche ne prend pas en compte la qualité de l'énergie captée. C'est là que l'analyse exergétique devient essentielle. Fondée sur la deuxième loi de la thermodynamique, elle évalue non seulement la quantité d'énergie capturée, mais également sa capacité à réaliser un travail utile. Elle identifie précisément les sources d'inefficacité, comme les pertes thermiques ou les processus irréversibles, permettant ainsi une optimisation des performances du système. Ces études associées stimulent une exploitation optimale de l'énergie solaire tout en diminuant les pertes, contribuant à un impact environnemental réduit grâce à une diminution de la dépendance aux énergies fossiles [77].

Le **Tableau VI.1** compare l'analyse énergétique et exergétique des capteurs solaires. L'approche énergétique mesure l'efficacité globale, tandis que l'exergie identifie les pertes et optimise l'utilisation de l'énergie pour une meilleure performance [78].

Tableau VI.1: Analyse comparative de l'efficacité énergétique et exergétique des capteurs solaires.

Critère	Analyse énergétique	Analyse exergétique
Fondement théorique	Basée sur la première loi de la thermodynamique	Basée sur la deuxième loi de la thermodynamique
Objectif principal	Mesurer l'efficacité globale en comparant l'énergie captée à l'énergie utile disponible	Évaluer la qualité de l'énergie et identifier les pertes exergétiques
Considération de la qualité de l'énergie	Non prise en compte	Prise en compte (capacité de l'énergie à produire un travail utile)
Facteurs analysés	Flux d'énergie entrants et sortants	Pertes thermiques, irréversibilités, entropie générée
Application	Dimensionnement des capteurs solaires et calcul de rendement thermique	Optimisation des performances, réduction des pertes et amélioration du rendement global

VI.3. Efficacités

L'efficacité des capteurs solaires thermiques et des collecteurs solaires peut être évaluée en termes d'énergie et d'exergie. L'efficacité énergétique se réfère à la quantité d'énergie solaire convertie en chaleur utilisable par rapport à l'énergie incidente sur le capteur. Toutefois, l'efficacité exergétique prend en compte la qualité de cette énergie, c'est-à-dire sa capacité à réaliser un travail utile. Dans les systèmes solaires thermiques, même si une grande partie de l'énergie est captée sous forme de chaleur, la disponibilité exergétique peut être limitée si la température de fonctionnement est trop basse. Optimiser à la fois l'efficacité énergétique et exergétique est donc crucial pour maximiser les performances des systèmes solaires thermiques.

VI.3.1. Energie

L'efficacité globale instantanée η du capteur solaire, en termes d'énergie thermique, est déterminée en divisant le gain pratique d'énergie thermique sur une période donnée par l'énergie solaire incidente pendant la même période de temps [79]. Cette mesure est essentielle pour

évaluer la performance énergétique du capteur en capturant l'énergie utilisable. À partir des résultats obtenus dans le chapitre précédent pour les trois réservoirs étudiés, il devient possible de calculer l'énergie stockée dans ces réservoirs et de comparer leur efficacité de stockage thermique. L'efficacité thermique, calculée lorsque le nombre de Richardson atteint son maximum (**Tableau VI.2**), permet d'analyser la capacité de chaque réservoir à stocker et conserver l'énergie thermique sur la durée, offrant ainsi un critère de comparaison pertinent.

$$\eta = \frac{E_{th}}{E_{sun}} \quad (VI.1)$$

avec l'énergie thermique utile [80] :

$$E_{th} = m_f C_{pf} (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (VI.2)$$

Le rayonnement solaire incident sur la surface du verre de protection du capteur solaire est donné par [80, 81] :

$$E_{sun} = G_T A_{gs} \quad (VI.3)$$

Tableau VI.2 : Evolution de la valeur temporelle sans dimension au maximum du nombre de Richardson.

G_T (W/m ²)	τ conique	τ cylindrique	τ sphérique
550	0.19	0.41	0.19
750	0.27	0.27	0.16
950	0.305	0.305	0.138

La **Figure VI.1** montre comment l'efficacité énergétique du dispositif solaire analysé fluctue selon les différents réservoirs de stockage utilisés. En observant la tendance des rendements énergétiques, on constate que l'augmentation du rayonnement solaire entraîne une augmentation du rendement thermique pour les trois réservoirs. Cependant, à un rayonnement solaire de 950 W/m², le réservoir en forme de conique présente la plus haute efficacité thermique, atteignant 0,84, tandis que les réservoirs sphérique et cylindrique ont une efficacité thermique de 0,75 et 0,74, respectivement. La différence d'efficacité énergétique s'explique par le gradient de

stratification de la température dans les trois réservoirs, ce qui montre que la stratification améliore l'efficacité énergétique thermique du capteur solaire.

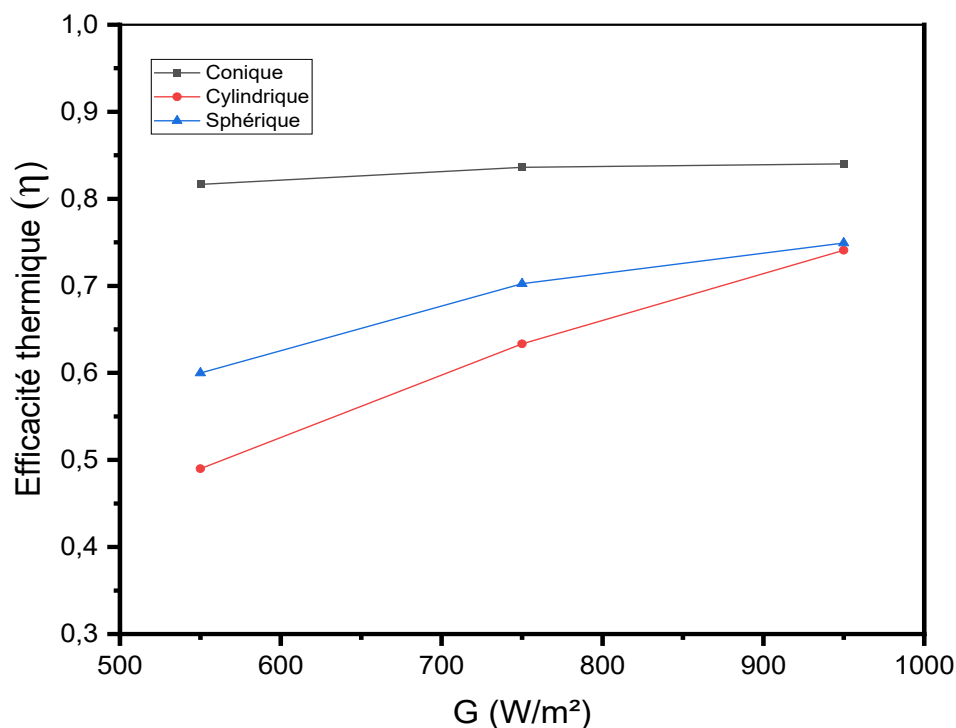


Figure VI.1. Variation de l'efficacité thermique (η) selon les différentes intensités de flux de chaleur solaire (G) pour les trois cuves de stockage.

VI.3.2. Exergie

Il est important d'examiner tant la quantité que la qualité de l'énergie stockée. L'évaluation de la qualité de l'énergie thermique stockée se fait sur la base de l'exergie, tenant compte du gradient de température ou de la stratification présente dans le réservoir de stockage. Cette caractéristique découle de la seconde loi de la thermodynamique. L'efficacité instantanée en exergie d'un capteur solaire est mesurée par le rapport entre l'exergie thermique utile délivrée et l'exergie du rayonnement solaire absorbé par le capteur solaire [80].

$$\varepsilon = \frac{Ex_{th}}{Ex_{sun}} \quad (VI.4)$$

La relation entre les sorties d'exergie thermique et les sorties d'énergie thermique est la suivante :

$$Ex_{th} = m_f C_{p,f} (T_{f,out} - T_{f,in}) \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{f,out}} \right) \quad (VI.5)$$

L'équation pour calculer l'exergie du rayonnement solaire [80, 81] est:

$$Ex_{sun} = G_T A_{gs} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right) \quad (VI.6)$$

T_{sun} représente la température de surface du soleil, qui est approximativement 5770 K.

Sur la **Figure VI.2** on montre l'évolution de l'efficacité exergétique (ε) en fonction du flux thermique du rayonnement solaire pour trois formes différentes de réservoirs de stockage : conique, cylindrique et sphérique. Le réservoir conique présente la meilleure efficacité exergétique, atteignant environ 0,47 lorsque le rayonnement solaire atteint 950 W/m², ce qui s'explique par une meilleure stratification thermique.

Le réservoir cylindrique, bien qu'efficace, est légèrement en dessous, avec une efficacité de 0,37 pour le même flux de chaleur. En revanche, le réservoir sphérique affiche une efficacité nettement plus faible, autour de 0,07, et elle reste constante, indépendamment de l'augmentation du rayonnement solaire. Cette faible performance est probablement due à une mauvaise stratification thermique dans le réservoir sphérique, limitant ainsi la conversion efficace de l'énergie solaire en travail utile.

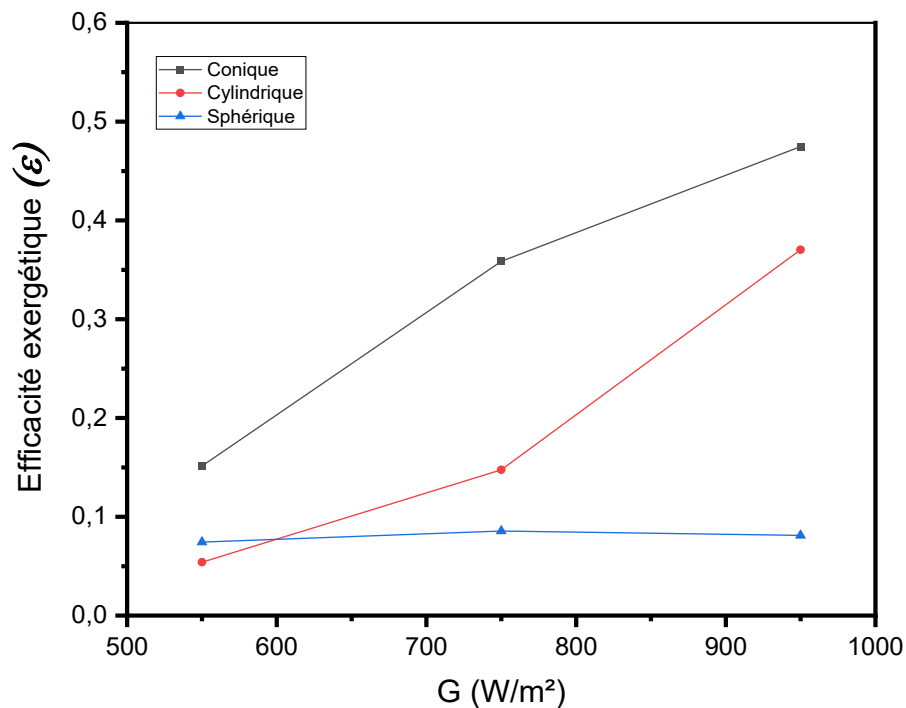


Figure VI.2 : Variation de l'efficacité exergétique (ε) avec le flux de chaleur du rayonnement solaire pour les trois réservoirs de stockage.

VI.4. Comparaison des efficacités énergétiques et exégétiques

Les collecteurs solaires sphériques offrent une captation plus homogène de l'énergie solaire, permettant une efficacité énergétique (η) stable, car ils diminuent l'impact des changements d'angle solaire au cours de la journée. Cependant, leur fabrication est complexe et coûteuse, et ils nécessitent une bonne isolation pour limiter les pertes thermiques. L'efficacité exergétique (ϵ), qui mesure la qualité de l'énergie collectée en fonction de l'utilité potentielle, dépend des pertes irréversibles liées à l'entropie.

Le rapport entre efficacité exergétique et énergétique (ϵ/η) est un indicateur important : plus ce rapport est proche de 1, plus l'énergie collectée est utilisable. Un collecteur sphérique pourrait présenter un rapport ϵ/η plus élevé dans des conditions optimales, ce qui est favorable pour des applications nécessitant une collecte régulière de l'énergie solaire. Nous avons étudié le rapport entre les efficacités énergétiques et exégétiques en fonction du flux de chaleur, comme présenté dans la **Figure VI.3**.

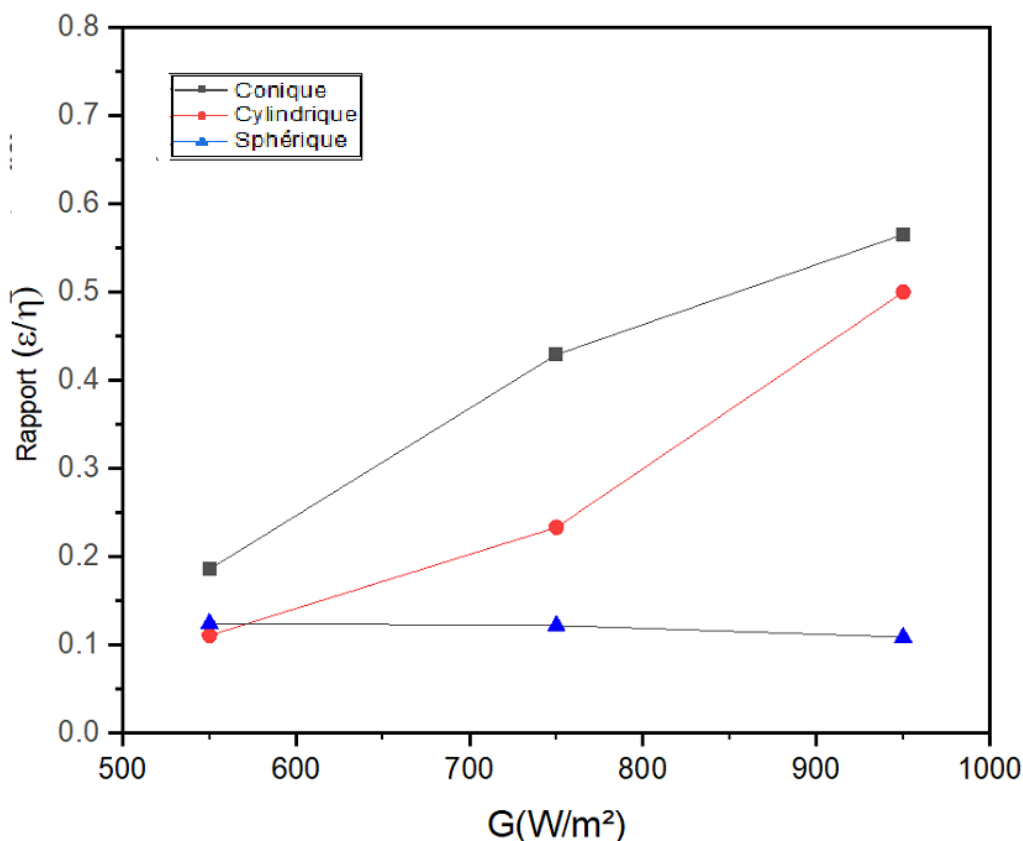


Figure VI.3 : Rapport des efficacités énergétiques et exergétiques en fonction du flux de chaleur.

La **Figure VI.3** présente le rapport entre les efficacités énergétiques et exégétiques en fonction du flux de chaleur pour trois types de stockage : conique, cylindrique, et sphérique. Ce rapport permet d'évaluer la performance des systèmes de captation solaire, combinant l'efficacité énergétique (quantité d'énergie captée) et l'efficacité exégétique (qualité de l'énergie pour réaliser un travail utile). Pour des flux de chaleur faibles, les différences entre les types de stockage sont peu marquées. Cependant, le stockage conique tend à se démarquer par une meilleure constance de l'efficacité. Lorsque le flux de chaleur augmente, le stockage conique affiche la meilleure performance en maximisant l'efficacité exégétique et énergétique.

Le stockage cylindrique présente une efficacité élevée malgré qu'elle soit plus faible que le réservoir conique, cependant, l'écart se réduit à mesure que le rayonnement solaire incident augmente. Le stockage sphérique, bien que potentiellement performant pour des flux de chaleur ciblés, montre une efficacité quasi-invariable et une réponse faible aux hautes intensités des flux de rayonnement solaire. Cela signifie que les cuves conique et cylindrique présentent une bonne conversion de l'énergie thermique en exergie utile.

VI.5. Conclusion

Les résultats présentent des variations d'efficacité selon la configuration du réservoir de stockage. Par exemple, sous un rayonnement solaire élevé (950 W/m^2), le réservoir conique présente la meilleure efficacité thermique, atteignant 0,84, tandis que les réservoirs sphérique et cylindrique affichent des efficacités légèrement inférieures de 0,75 et 0,74, respectivement. Cette amélioration de la performance dans le réservoir conique est attribuée à un gradient de stratification thermique, ce qui optimise l'efficacité du collecteur solaire.

En termes d'efficacité exégétique, le réservoir conique conserve également un avantage, atteignant une efficacité exégétique de 0,47, tandis que le réservoir cylindrique est légèrement inférieur 0,37 et le réservoir sphérique montre une efficacité exégétique limitée à 0,07, relativement stable quelle que soit l'intensité du rayonnement solaire. Ces analyses démontrent que le réservoir conique se révèle plus efficace dans la gestion de la stratification thermique et la transformation de l'énergie solaire en travail utile.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude examine un capteur solaire sphérique qui combine la collecte et le stockage dans une seule unité. Il comprend un collecteur solaire avec une surface en verre sphérique entourant un réservoir de stockage de l'énergie thermique sous forme sensible. Dans ce travail, trois géométries de réservoirs de stockage sont étudiées: cône tronqué, cylindrique et sphérique, respectivement. En étudiant la distribution de la température dans ces réservoirs et en appliquant les premières et deuxièmes lois de la thermodynamique, l'étude aboutit à des résultats tant quantitatifs que qualitatifs. Les principales conclusions de l'étude sont les suivantes :

- Une étude comparative entre les capteurs solaires plans et sphériques a révélé que les capteurs sphériques sont capables de capter jusqu'à 20 % de rayonnement solaire supplémentaire, en particulier dans les régions désertiques telles qu'Adrar et Tamanrasset. Cette amélioration de la collecte est attribuée à leur capacité de collecte omnidirectionnelle, qui leur permet de capter le rayonnement solaire provenant de diverses directions, maximisant ainsi l'efficacité de la production d'énergie solaire, notamment dans les zones où l'ensoleillement est intense et constant.
- Avec l'entrée de l'eau en bas du réservoir et sa sortie en haut, l'advection dans l'eau devient un "facteur de retardement" en empêchant le mélange des couches supérieures chaudes avec les couches inférieures plus froides, ce qui permet de préserver la stratification thermique en maintenant l'épaisseur de la "thermocline" aussi longtemps que possible.
- Pour toute valeur de flux solaire incident, le stockage et la stratification s'améliorent avec les nombres adimensionnels de Richardson (Ri) et de stockage (Str) à mesure que le temps progresse, jusqu'à atteindre une valeur maximale avant leur dégradation. Les valeurs maximales de (Ri) et (Str) sont atteintes à des moments différents pour chaque forme de réservoir; le temps le plus court est observé pour le réservoir sphérique, tandis que le plus long est celui du réservoir cylindrique. Parmi les trois réservoirs, c'est le réservoir cylindrique qui maintient le stockage à son niveau maximal le plus longtemps possible, en raison d'une advection constante (section constante) et d'un gradient de température plus faible (donc une diffusion thermique moindre)

par rapport aux réservoirs conique et sphérique. Avec l'augmentation du flux de rayonnement solaire, le stockage thermique augmente également; cependant, sa dégradation commence plus tôt ou à des moments adimensionnels plus courts. La dégradation du stockage la plus intense existe dans le réservoir sphérique.

- Le nombre de stratification (Str) diminue plus rapidement dans le réservoir sphérique que dans les réservoirs cylindrique et conique. La valeur maximale de (Str) dans le réservoir sphérique est d'environ 0.55, et elle diminue linéairement avec le temps de charge, atteignant finalement une valeur de 0.1. Le réservoir sphérique provoque un degré de mélange plus élevé entre les couches, ce qui réduit la stratification. D'autre part, le réservoir cylindrique présente un nombre de stratification (Str) atteignant une valeur maximale de 0.57 pour une intensité de flux de 950 W/m^2 . Le réservoir conique, lorsqu'il est exposé à une intensité de flux de 950 W/m^2 , atteint une valeur de 0.76 du nombre de stratification (Str) avant de diminuer lentement jusqu'à 0.38. Cette diminution de (Str) indique que le mélange des différentes couches d'eau chaude commence à se produire au sein des réservoirs de stockage.

- Le nombre de Richardson (Ri) du réservoir de stockage de forme conique est plus élevé que celui des autres réservoirs. Cela signifie que dans ce cas on a une meilleure stratification de la température. Plus précisément, entre $\tau = 0$ et 0.2 , le nombre de Richardson (Ri) de la cuve sphérique est légèrement plus élevé que celui de la cuve cylindrique, mais après $\tau = 0.2$, il y a une baisse rapide du nombre de Richardson (Ri) de la cuve sphérique. D'un autre côté, le réservoir cylindrique est devenu mieux stratifié que le sphérique. Ainsi, les résultats montrent que la forme conique donne un nombre de Richardson (Ri) plus élevé que toutes les autres formes de cuve et pour tous les rayonnements solaires incidents.

- Dans le réservoir sphérique, les lignes de courant sont plus complexes et présentent des tourbillons ce qui présage d'un phénomène de mélange du fluide à l'intérieur de ce réservoir, tandis que dans le réservoir cylindrique, elles sont plus régulières et symétriques, avec un écoulement plus uniforme. Le réservoir conique, quant à lui, affiche un écoulement concentré vers le sommet, créant des gradients de température importants dans cette zone.

- Pour le cas des flux de rayonnement solaire $\phi = 750$ et 950 W/m^2 , des tourbillons apparaissent dans la cuve conique à un temps de charge de $\tau_{ch} = 3600 \text{ s}$; alors qu'ils ne sont pas importants

dans la cuve cylindrique. Ceci indique, que malgré le fait que la stratification des température est plus importante dans la cuve conique comparativement à la cuve cylindrique, cependant, cette dernière conserve sa stratification pour un long plus long que celui pour la cuve conique; les lignes de courant dans le réservoir conique se déforment et les tourbillons qui se forment créent un brassage du fluide à l'intérieur de cette cuve à mesure que le flux de rayonnement et le temps de charge augmentent.

- Cette étude met en évidence l'importance de la forme des réservoirs et des conditions climatiques locales sur l'efficacité du stockage thermique. En analysant les performances des réservoirs de formes cylindrique, sphérique et conique dans trois sites aux caractéristiques climatiques distinctes (Batna, Adrar et Alger), il est clair que chaque forme de réservoir réagit différemment aux variations thermiques selon l'environnement. Les réservoirs sphériques se sont avérés les moins efficaces pour maintenir une stabilité thermique dans tous les sites considérés. Les réservoirs cylindriques, quant à eux, sont plus adaptés aux climats tempérés comme ceux de Batna et Alger, où ils permettent de maintenir des stratifications des températures importantes.
- Enfin, les réservoirs coniques présentent les meilleures performances que ce soit du point de vue quantitatif ou qualitatif et cela quelque soit le site considéré.

Perspective

L'utilisation de l'intelligence artificielle pourrait aider à déterminer l'efficacité d'une forme sphérique comme surface de captation associée à un réservoir de stockage, formant un chauffe-eau solaire auto-stockeur le plus performant.

RÉFÉRENCES

- [1] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004.
- [2] Y. Tian and C. Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications," *Applied Energy*, vol. 104, pp. 538–553, 2013.
- [3] V. Verma, S. Thangavel, N. Dutt, A. Kumar, and R. Weerasinghe, *Highly Efficient Thermal Renewable Energy Systems: Design, Optimization and Applications*. CRC Press, 2024.
- [4] C. Bakou, Conception et développement d'un programme de dimensionnement des systèmes de production d'eau chaude solaire, Master's thesis, Université de Ghardaïa, 2019.
- [5] V. V. Quaschnig, *Renewable energy and climate change*. John Wiley & Sons, 2019.
- [6] M. A. Djebiret, Étude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra, Master's thesis, Université Mohamed Khider de Biskra, 2012.
- [7] G. N. Tiwari, *Advance Solar Photovoltaic Thermal Energy Technologies: Fundamentals, Principles, Design, Modelling and Applications*. Springer Nature, 2023.
- [8] M. Boukadida, Étude numérique de l'écoulement dans un collecteur solaire à tubes sous vide ouverts des deux côtés, Master's thesis, École de technologie supérieure (ÉTS), Montréal, Canada, 2015.
- [9] M. Raeisossadati, N. R. Moheimani, and D. J. Parlevliet, "Luminescent solar concentrator panels for increasing the efficiency of mass microalgal production," *Solar Energy*, vol. 101, pp. 47–59, 2019.
- [10] D. Semmar, S. Betrouni, and D. J. R. d. E. R. P. E. Lafri, "Etude et Réalisation d'un Capteur Solaire à Air'," pp. 33-38, 1998.
- [11] J. V. Duarte, Conception et optimisation d'un capteur solaire thermique innovant adapté à la rénovation énergétique grâce à l'intégration du stockage, Master's thesis, Université Grenoble, France, 2012.
- [12] G. F. Naterer, *Advanced heat transfer*. CRC Press, 2021.
- [13] F. Chabane, "Modélisation des paramètres de la conversion thermique de l'énergie solaire," Université Mohamed Khider-Biskra, 2015.
- [14] A. F. d. Solaire, "Étude comparative des coûts des installations solaires," 2024.
- [15] P. S. R. N. S. R. Choudhury, and P. S. R. Murthy, "Economic and environmental benefits of solar water heating systems," *Renewable Energy*, vol. 89, no. 335-346, 2021.
- [16] E. C. f. Standardization, "Solar thermal collectors," in "Brussels: CEN," 2006.
- [17] S. Keymark, "Solar Keymark: Quality assurance for solar thermal products.," 2023, Available: <https://www.solarkeymark.org>.
- [18] European Solar Thermal Industry Federation, Trends and market statistics: report on solar thermal energy in Europe ,published by ESTIF in 2021.
- [19] A. J. E. Feyzioglu, "A Study on the Control System of Electric Water Heaters for Decarbonization," vol. 16, no. 5, p. 2439, 2023.

- [20] L. Jones, & Taylor, M, "Efficiency and Costs of Gas Water Heaters," *Renewable Energy Reviews*, vol. 33(4), 98-110, 2019.
- [21] J. Smith, et al, "Performance Analysis of Heat Pumps for Domestic Hot Water," *Energy Efficiency Journal*, vol. 48(3), 230-245, 2021.
- [22] P. Brown, et al, "Solar Thermal Systems: Efficiency and Limitations," *Renewable Energy Research*, vol. 34(2), 90-112, 2019.
- [23] X. Feng, et al, "Performance analysis of hybrid solar water heating systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 165, 409-420, 2018.
- [24] G. Liu, et al, "Economic feasibility of hybrid solar water heating systems in residential applications.," *Renewable Energy*, vol. 108, 307-315, 2017.
- [25] A. d. l. t. é. (ADEME),rapport (Agence de la transition écologique) "Chauffe-eau et solutions de chauffage : Guide des choix énergétiques," 2021.
- [26] J. Jan, Global solar radiation in Pais Valenciano using sunshine hours, *International Journal of Applied Energy*, vol. 9, no. 4, pp. 197–202, 1988.
- [27] S. J. S. E. Ibrahim, "Predicted and measured global solar radiation in Egypt," *Solar Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 91–98, 1985.
- [28] A. Kuye and S. J. S. E. Jagtap, "Analysis of solar radiation data for Port Harcourt, Nigeria," *Solar Energy*, vol. 49, no. 2, pp. 139–145, 1992.
- [29] M. Capderou, *Atlas solaire de l'Algérie*. Office des publications Universitaires, 1986.
- [30] Z. J. R. E. Jibril, "Estimation of solar radiation over Jordan—predicted tables," vol. 1, no. 2, pp. 277-291, 1991.
- [31] A. G. Barr, S. McGinn, and S. B. J. S. E. Cheng, "A comparison of methods to estimate daily global solar irradiation from other climatic variables on the Canadian prairies," vol. 56, no. 3, pp. 213-224, 1996.
- [32] R. L. Fagbenle and T. J. I. j. o. a. e. Karayiannis, "Evaluation of global and diffuse solar irradiation in Ibadan from specific humidity and relative sunshine," vol. 15, no. 2, pp. 95-98, 1994.
- [33] G. Lewis, "An empirical relation for estimating global irradiation for Tennessee, U.S.A.," *Energy Conversion and Management*, vol. 33, no. 12, pp. 1097–1099, 1992.
- [34] M. R. Yaiche and R. Bouhanik, *Atlas solaire algérien*, Centre de Développement des Énergies Renouvelables (CDER), vol. 16, 2002.
- [35] T. Nacer, Étude de l'impact des systèmes photovoltaïques raccordés au réseau électrique BT sur le bilan électrique des fermes agricoles, Master's thesis, 2017.
- [36] K. Smaili, N. K. Merzouk, and M. Merzouk, "Atlas climatiques de l'irradiation solaire journalière en Algérie," in *Proc. SIENR 2018*, 2018.
- [37] J. C. Borel, Notice technique : pour l'application du Règlement de la Construction Algérie, vol. Cahier 456, Classification des sites climatiques, CSTB, Algérie, août 1962.
- [38] CNERIB, *Recommandations architecturales*, Alger, Algérie : Ministère de l'Habitat, ENAG, 1993. <https://www.cnerib.edu.dz/fr/valorisation/publications-techniques>

- [39] C. Ministère de l'Habitat et de l'Urbanisme, Règlements thermique du bâtiment, Document Technique Règlementaire (D.T.R. C 3-T), Alger, Juin 2011.
- [40] A. Angström, "Solar and terrestrial radiation. Report to the International Commission for Solar Research on actinometric investigations of solar and atmospheric radiation," *Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 50, no. 210, pp. 121–126, 1924.
- [41] M. J. A. M. Rietveld, "A new method for estimating the regression coefficients in the formula relating solar radiation to sunshine," vol. 19, no. 2-3, pp. 243-252, 1978.
- [42] V. Bahel, H. Bakhsh, and R. J. E. Srinivasan, "A correlation for estimation of global solar radiation," vol. 12, no. 2, pp. 131-135, 1987.
- [43] Z. Ding *et al.*, "Impact of diurnal temperature range on mortality in a high plateau area in southwest China: a time series analysis," vol. 526, pp. 358-365, 2015.
- [44] G. Yıldız, A. E. Gürel, Ü. Ağbulut, H. Bakır, and A. Ergün, "A state-of-art review on estimation of solar radiation with various models," *Heliyon*, vol. 9, no. 2, p. e13167, 2023.
- [45] M. Guermoui, F. Melgani, K. Gairaa, and M. L. J. J. o. C. P. Mekhalfi, "A comprehensive review of hybrid models for solar radiation forecasting," vol. 258, p. 120357, 2020.
- [46] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Hoboken, NJ, USA: Wiley, 2013.
- [47] F. Gaspar, M. Balan, L. Jantchi, and V. J. B. U. A. Ros, "Evaluation of global solar radiation received by a spherical solar collector," vol. 69, no. 2, pp. 128-135, 2012.
- [48] K. J. U. Bouchouicha, Oran, Thèse de doctorat en sciences, "Modélisation multi spectrale des images satellitaire, application: quantification du bilan d'énergie sol-atmosphère," 2017.
- [49] S. Thota, "An introduction to Maple software," in *Proceedings of the National conference on Advances in Mathematical Sciences (NCAMS)*, Hyderabad, India, 2012, pp. 5–7.
- [50] F. T. Fahim, S. Laouedj, A. Abderrahmane, S. Alotaibi, O. Younis, and H. M. J. N. Ali, "Heat transfer enhancement in parabolic trough solar receiver: A three-dimensional numerical investigation," *Nanomaterials*, vol. 12, no. 3, Art. 419, Jan. 2022.
- [51] Y. Kumar, M. Verma, H. K. Ghritlahre, S. Kumar, P. Verma, and S. Shekhar, "A review of performance improvements in design features of liquid flat-plate solar collector," *International Journal of Green Energy*, vol. 21, no. 5, pp. 1072–1106, 2024.[Online]. <https://doi.org/10.1080/15435075.2023.2280493>
- [52] F. T. Jodah, W. H. Alawee, H. A. Dhahad, Z. M. Omara, "Evaluating the performance of spherical, hemispherical, and tubular solar stills with various configurations – a detailed review," *Proc. IMechE Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 238, no. 7, pp. 1261–1296, 2024.
- [53] N. A. Pratik, M. H. Ali, N. Lubaba, N. Hasan, M. Asaduzzaman, and A. J. E. Miyara, "Numerical investigation to optimize the modified cavity receiver for enhancement of thermal performance of solar parabolic dish collector system," vol. 290, p. 130133, 2024.
- [54] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, 2nd ed. Harlow, England: Pearson Education, 2007.

- [55] O. J. M. E. T. U. Bakir, Ankara, Master Diss, "Experimental investigation of a spherical solar collector," pp. 72-85, 2006.
- [56] W.D. Callister Jr. and D.G. Rethwisch, *Materials Science and Engineering: An Introduction*, 10th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2020.
- [57] J. E. Matsson, *An Introduction to ANSYS Fluent 2023*. SDC Publications, 2023.
- [58] G. Bianchi, S. Rane, A. Kovacevic, and R. Cipollone, "Deforming grid generation for numerical simulations of fluid dynamics in sliding vane rotary machines," *Advances in Engineering Software*, vol. 112, pp. 180–191, 2017.
- [59] A. O. S. Moraes, P. L. da C. Lage, G. C. Cunha, and L. F. L. R. da Silva, "Analysis of the non-orthogonality correction of finite volume discretization on unstructured meshes," in *Proc. 22nd Int. Congr. Mech. Eng. (COBEM)*, Ribeirão Preto, SP, Brazil, Nov. 3–7, 2013, pp. 1–10.
- [60] B. Srusti and S. J. Kumar, "Experimental and numerical investigation of air temperature distribution inside a car under solar load condition," *Int. J. Green Energy*, vol. 32, no. 7, pp. 1031–1039, 2019.
- [61] ANSYS, *ANSYS Fluent 12.0 User's Manual*, Canonsburg, PA, USA, 2009.
- [62] S. Li, Y. Zhang, K. Zhang, X. Li, Y. Li, and X. J. E. P. Zhang, "Study on performance of storage tanks in solar water heater system in charge and discharge progress," vol. 48, pp. 384-393, 2014.
- [63] A. Li, F. Cao, W. Zhang, B. Shi, and H. J. S. E. Li, "Effects of different thermal storage tank structures on temperature stratification and thermal efficiency during charging," vol. 173, pp. 882-892, 2018.
- [64] A. Bouhdjar and A. J. R. E. Harhad, "Numerical analysis of transient mixed convection flow in storage tank: influence of fluid properties and aspect ratios on stratification," vol. 25, no. 4, pp. 555-567, 2002.
- [65] J. Liu and S. J. E. Lu, "Thermal performance of packed-bed latent heat storage tank integrated with flat-plate collectors under intermittent loads of building heating," vol. 299, p. 131463, 2024.
- [66] S. Ievers and W. J. A. E. Lin, "Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank," vol. 86, no. 12, pp. 2604-2614, 2009.
- [67] M.-S. Shin, H.-S. Kim, D.-S. Jang, S.-N. Lee, Y.-S. Lee, and H.-G. J. A. t. e. Yoon, "Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system," vol. 24, no. 1, pp. 17-27, 2004.
- [68] A. Castell, M. Medrano, C. Solé, and L. F. J. R. E. Cabeza, "Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates," vol. 35, no. 10, pp. 2192-2199, 2010.
- [69] J. Fernandez-Seara, F. J. Uhi, and J. Sieres, "Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part II: Dynamic mode of operation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 1, pp. 137–144, 2007.

- [70] R. Shukla, K. Sumathy, P. Erickson, and J. Gong, “Recent advances in the solar water heating systems: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 173–190, 2013.
- [71] A. Jamil and A. Benbassou, “Review on solar thermal stratified storage tanks (STSST): Insight on stratification studies and efficiency indicators,” *Solar Energy*, vol. 176, pp. 126–145, 2018.
- [72] M. A. Rosen, R. Tang, and I. Dincer, “Effect of stratification on energy and exergy capacities in thermal storage systems,” *International Journal of Energy Research*, vol. 28, no. 2, pp. 177–193, 2004.
- [73] A. Mawire, M. McPherson, R. R. J. van den Heetkamp, and S. J. P. Mlatho, “Simulated performance of storage materials for pebble bed thermal energy storage (TES) systems,” *Applied Energy*, vol. 86, no. 7-8, pp. 1246–1252, 2009.
- [74] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Amsterdam, Netherlands: Elsevier, 2023.
- [75] J. Gambade, *Modélisation et validation expérimentale de solutions solaires thermiques: application à l’Europe du Nord-Ouest*, Master’s thesis, Université de Bretagne Sud, 2023.
- [76] N. S. Wakchaure, D. K. Sharma, P. V. Bhale, and R. R. Pande, “Energy and exergy analysis of evacuated tube solar air heater for air heating applications,” in *Proc. Int. Conf. on Advances in Energy Research*, 2023, pp. 355–365, Springer.
- [77] M. A. Haghighi and S. M. Pesteei, “Energy and exergy analysis of flat-plate solar collector for three working fluids under the same conditions,” *Prog. Solar Energy and Eng. Systems*, vol. 1, no. 1, pp. 1–9, 2017.
- [78] S. A. Kalogirou, S. Karellas, V. Badescu, and K. Braimakis, “Exergy analysis on solar thermal systems: A better understanding of their sustainability,” *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 1328–1333, 2016.
- [79] J. A. Duffie, W. A. Beckman, and N. Blair, *Solar Engineering of Thermal Processes: Photovoltaics and Wind*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2020.
- [80] C. Ould-Lahoucine, H. Ramdani, and D. Zied, “Energy and exergy performances of a TiO₂-water nanofluid-based hybrid photovoltaic/thermal collector and a proposed new method to determine the optimal height of the rectangular cooling channel,” *Solar Energy*, vol. 221, pp. 292–306, 2021.
- [81] H. Ramdani, C. Ould-Lahoucine, and R. Bouhanik, “Study on the overall energy and exergy performances of a novel water-based hybrid photovoltaic-thermal solar collector,” *Renewable Energy*, vol. 222, p. 113238, 2020.
- [82] ANSYS. (2023). *ANSYS Fluent Theory Guide 2023: Turbulence Modeling (k-ε Model)*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.
- [83] ANSYS, *ANSYS Fluent Theory Guide 2023: Coordinate Systems and Transformations*, Canonsburg, PA, USA: ANSYS, Inc., 2023

Annexe A :

Système de coordonnées utilisé dans ANSYS Fluent et transformations vers le repère cartésien

A.1 : Introduction

Cette annexe présente le système de coordonnées adopté par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de la mécanique des fluides. Bien que certaines géométries, comme dans notre cas du chauffe-eau solaire (cylindrique, sphérique ou conique), soient naturellement décrites dans des systèmes non cartésiens, tous les calculs sont effectués dans un repère cartésien tridimensionnel (x, y, z) [83].

A.2 : Système de coordonnées dans ANSYS Fluent

ANSYS Fluent résout les équations de la mécanique des fluides (continuité, quantité de mouvement, énergie, turbulence, etc.) dans un **repère cartésien tridimensionnel** (x, y, z) . Ainsi, toutes les équations sont exprimées sous la forme générale :

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$$

x, y, z sont les coordonnées spatiales (m),

- $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ sont les vecteurs unitaires associés aux axes x, y, z .

Même si la géométrie étudiée (par exemple un capteur sphérique ou un tube cylindrique) est axisymétrique, Fluent convertit toutes les positions et gradients dans ce **repère cartésien global**.

A.3 : Transformation des coordonnées cylindriques vers cartésiennes

Pour un point défini par (r, θ, z) dans un système cylindrique, les coordonnées cartésiennes correspondantes sont :

$$\begin{aligned}x &= r \cos \theta \\ \{y &= r \sin \theta \\ z &= z\end{aligned}$$

Le vecteur vitesse $\vec{V}(r, \theta, z) = (V_r, V_\theta, V_z)$ devient alors en coordonnées cartésiennes :

$$\begin{aligned}u_x &= V_r \cos \theta - V_\theta \sin \theta \\ \{u_y &= V_r \sin \theta + V_\theta \cos \theta \\ u_z &= V_z\end{aligned}$$

Dans ANSYS Fluent, les cas axisymétriques 2D (comme les tubes ou réservoirs cylindriques) sont souvent simulés dans un plan (r-z) avec une option axisymétrique, mais les équations internes restent dérivées de la forme cartésienne générale.

A .4 : Transformation des coordonnées sphériques vers cartésiennes

Pour un point défini par (r, θ, ϕ) dans un système sphérique, les coordonnées cartésiennes correspondantes sont :

$$\begin{aligned}x &= r \sin \theta \cos \phi \\ \{y &= r \sin \theta \sin \phi \\ z &= r \cos \theta\end{aligned}$$

r est la distance radiale,

- θ est l'angle polaire (mesuré depuis l'axe Z),
- ϕ est l'angle azimutal (autour de l'axe Z).

Le vecteur vitesse $\vec{V}(r, \theta, \phi) = (V_r, V_\theta, V_\phi)$ devient alors :

$$\begin{aligned}u_x &= V_r \sin \theta \cos \phi + V_\theta \cos \theta \cos \phi - V_\phi \sin \phi \\ \{u_y &= V_r \sin \theta \sin \phi + V_\theta \cos \theta \sin \phi + V_\phi \cos \phi \\ u_z &= V_r \cos \theta - V_\theta \sin \theta\end{aligned}$$

ANSYS Fluent ne résout pas directement les équations dans un repère sphérique ; le maillage 3D du modèle (même sphérique) est discrétisé dans un repère cartésien, et les conversions de coordonnées sont internes au solveur.

Annexe B :

Équations fondamentales utilisées dans ANSYS Fluent pour le régime turbulent (modèle k-ε)

B.1 : Introduction

Dans notre chauffe-eau solaire sphérique, deux régimes d'écoulement ont été étudiés : laminaire et turbulent. Les résultats obtenus pour un débit massique imposé ont révélé un comportement turbulent de l'écoulement, justifiant ainsi l'adoption du modèle k-ε pour la simulation numérique.

Dans cette annexe, nous présentons les équations fondamentales utilisées par ANSYS Fluent pour la modélisation des écoulements turbulents selon ce modèle [82].

B.2 : Équation de continuité:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0$$

- ρ est la densité du fluide (kg/m³),
- $\vec{v}$ est le vecteur vitesse (m/s),
- t est le temps (s).

B.3 : Équation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_{\text{eff}}(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g}$$

- p est la pression (Pa),
- $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$ est la viscosité effective (Pa·s),
- μ_t est la viscosité turbulente,

- $\vec{g}$ est le vecteur gravité (m/s²).

B.4 : Équation d'énergie :

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [(\rho E + p)\vec{v}] = \nabla \cdot (k_{\text{eff}}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\tau_{\text{eff}} \cdot \vec{v})) + S_E$$

- E est l'énergie totale par unité de masse,
- $k_{\text{eff}} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$ est la conductivité thermique effective,
- S_E est une source d'énergie (W/m³).

B.4 : Modèle de turbulence standard k-ε :

Le modèle **k-ε** repose sur deux équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation ε .

Équation pour l'énergie cinétique turbulente k

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

Équation pour le taux de dissipation ε

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Relations supplémentaires

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$$