

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

Université de Mohamed El-Bachir El-Ibrahimi - Bordj Bou Arreridj

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département des Sciences de la Matière

Mémoire

Présenté pour obtenir

LE DIPLOME DE MASTER

FILIERE : Physique

Spécialité : Physique Énergétique et Énergies Renouvelables

Par

ZEGRAR Mohammed

Intitulé

Analyse Exergétique d'un capteur solaire plan

Soutenu le : 11 Juin 2025

Devant le Jury composé de :

Nom & Prénom	Grade	Qualité	Etablissement
SAHNOUNE Yassine	MCA	Président	Univ-BBA
IMAKHLAF Anis	MCA	Encadreur	Univ-BBA
DAOUDI Salim	Pr	Examineur	Univ-BBA
LAMRI Sarra	MCB	Examineur	Univ-BBA

Année Universitaire 2024/2025

Remerciements

Je remercie Dieu le tout puissant qui m'a donné la force, la santé et la volonté d'entamer et de finaliser ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de D^r. IMAKHLAF.Anis, je le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant ma préparation de ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent également à tous mes professeurs pour leur générosité et leur grande patience dont ils ont su faire preuve, malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Je tiens à remercier mes collègues qui ont contribué à la réalisation de ce travail.

J'adresse mes remerciements aux membres du jury de bien avoir accepté de lire et d'évaluer ce travail.

Merci.

Dédicaces

Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à ;

Ma maman qui m'a soutenu et encouragé durant toutes ces années.

*Mon père Qui m'a bien éduqué en me poussant toujours vers le bon chemin et
qui n'a jamais cessé de m'encourager que Dieu le garde.*

*Mon frère mes sœurs mes grands-parents et ceux qui ont partagé avec moi tous
les moments d'émotion tout au long de mon parcours.*

Mes amis qui m'ont toujours encouragé.

Continues

Liste des figures	7
Listes des tableaux	7
ملخص	10
Introduction générale	11
Chapitre I	12
Gisement solaire et modes de transfert de chaleur	12
I.1 Gisement solaire	1
I.1 Paramètres géographiques	2
I.1.1 La latitude	2
I.1.2 La longitude	2
I.1.3 L'altitude	2
I.2 Paramètre astronomiques	3
I.2.1 Repérage du soleil	3
I.2.2 Coordonnées équatoriales	3
I.2 Transfert thermique	5
I.2.1 Introduction	5
I.2.2 Notions et définitions	5
I.2.1 Régime permanent et régime transitoire	5
I.2.2 Gradient de température	5
I.2.3 Flux de chaleur	6
I.3 Mode de transfert de chaleur	7
I.3.1 Conduction	8
I.3.2 La convection	9
I.3.3 Rayonnement	11
I.4 Transfert de chaleur par conduction en régime permanent	12
I.4.1 Mur simple	12
I.4.2 Mur multicouches	13
I.4.3 Mur composite	14
I.4.4 Cylindre creux long (tube)	15
I.4.5 Cylindre creux multicouches	17

I.5 Transfert de chaleur par convection	18
I.5.1 Calcul du flux de chaleur en convection forcée.....	18
I.5.2 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle.....	19
I.6 Transfert de chaleur par rayonnement.....	20
I.6.1 Corps noir, corps Gris.....	20
I.6.2 Rayonnement des corps non noirs	20
Chapitre II.....	22
Analyse Exergétique	22
Introduction.....	19
II.1 Les capteurs solaires plans	19
II.2 Les composants principaux d'un capteur solaire.....	19
II.3 Principe de fonctionnement.....	20
II.4 Notions énergie, exergie et anergie	20
II.5 Exergie d'un système	20
II.6 Irreversibilités, anergie, facteur de Carnot	25
Cas d'un système fermé	25
Chapitre III	29
Résultats et Discussions	29
Introduction	27
III .1 Exergie d'entrée	28
III .2 Exergie de sortie.....	29
III .3 Couple exergétique d'entrée et de sortie.....	31
III .4 Rendement exergétique	33
III .5 Rendement exergétique en fonction d'éclairement corrigé.....	35
III .6 Rendement thermique	36
III.7 Analyse globale des performances exergétique et thermiques d'un capteur solaire plan ..	37
Conclusion générale.....	39

Liste des figures

Figure 1: Gisement solaire terrestre.....	Error! Bookmark not defined.
Figure 2: Gisement solaire	2
Figure 3 : latitude et longitude de la terre	3
Figure 4 : l'angle solaire.....	4
Figure 5 : les modes de transfert thermique.....	8
Figure 6 : bilan thermique élémentaire sur un mur simple.....	12
Figure 7 : bilan thermique élémentaire sur un mur multicouche	13
Figure 8 : schéma d'un mur composite.....	15
Figure 9 : transfert thermique dans un cylindre creux.....	16
Figure 10 : transfert thermique dans un cylindre creux multicouche	17
Figure 11: système fermé et son milieu ambiant	21
Figure 12.Exergie d'entrée en fonction du temps	29
Figure 13.Exergie de sortie en fonction du temps.....	Error! Bookmark not defined.
Figure 14.Couple exergétique	31
Figure 15.Rendement exergétique.....	33
Figure 16.Rendement exergétique en fonction d'éclairement corrigé	35
Figure 17.rendement thermique en fonction du temps	37

Listes des tableaux

Table 1.Résultats donnés d'un capteur solaire plan	27
Table 2. Résultats de calculs	Error! Bookmark not defined.
Table 3.Exergie d'entrée en fonction du temps	Error! Bookmark not defined.
Table 4.Exergie de sortie en fonction du temps.....	30
Table 5.Couple exergétique d'entrée et de sortie en fonction du temps.....	31
Table 6.Rendement exergétique.....	33
Table 7.Rendement en fonction d'éclairement	35
Table 8.Rendement thermique.....	Error! Bookmark not defined.

Nomenclature

E_0	La constante solaire et égale à 1367W/m ²	W/m ²
δ	Déclinaison	degré
j	Le numéro du jour de l'année	
l	La longitude	degré
L	La latitude	degré
P	Pression	hpa ou mbar
h	Élévation du soleil sur l'horizon (90° au zénith).	degré
a	L'azimut	degré
ω	L'angle horaire	degré
TS	Le temps solaire	Heure
ET	Equation du temps	min
ϕ	La densité de flux	W/m ²
φ	Flux de chaleur	W
φ_{St}	Flux de chaleur stocké	W
φ_g	Flux de chaleur généré	W
φ_s	Flux de chaleur sortant	W
φ_e	Flux de chaleur entrant	W
η	Le rendement global	%
G	L'éclairement solaire global incident sur le capteur	W/m ²
C_p	La chaleur spécifique	Kj/kg. k
\dot{m}	Le Débit massique du fluide	Kg/m ²
σ	Constante de Stefan. 5,67. 10 ⁻⁸	W/ m ² . K ⁴
ε_p	Facteur d'émission de la surface	
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m ² . °C
λ	Conductivité thermique du milieu	W/m. °c

T_p	Température de surface du solide	°C
T_∞	Température du fluide loin de la surface du solide	°C
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
T_{abs}	Température d'absorbeur	°C
T_s	Température de sortie d'eau	°C
T_e	Température d'entrée d'eau	°C
T_{iso}	Temperature d'isolation	°C
E_x	Exergie	J
A_n	Anergie	J
U	Energie interne	J
H	L'enthalpie	J
S	L'entropie	J/K

ملخص

يعرض هذا البحث تحليلاً إضافياً للاقط شمسي مسطح اعتماداً على بيانات تجريبية. يهدف التحليل إلى تحديد وفهم مصادر الفاقد الطاقوي في شكل الأنيرجي، وقياس كمية العمل المستغلة فعلياً. يبرز هذا العمل أهمية التحليل الإكسيري في الكشف عن مواقع الخلل وفواقد الطاقة داخل الأنظمة الشمسية الحرارية. كما تم اقتراح سبل لتحسين الأداء، مثل تعديل تدفق السائل الناقل للحرارة، والتقليل من الضياع في الطاقة الحرارية، وتحسين درجات حرارة التشغيل.

Résumé

Ce mémoire présente une étude exergetique appliquée à un capteur solaire plan en utilisant des données expérimentales. L'analyse permet d'identifier et de quantifier les pertes d'énergie sous forme d'anergie et de mesurer l'exergie réellement valorisée. Ce travail met en évidence l'intérêt de l'approche exergetique pour localiser les sources majeures d'irrégularités énergétiques dans les systèmes solaires thermiques. Des moyens d'amélioration sont envisagés, notamment l'ajustement du débit de fluide caloporteur, la diminution des pertes thermiques et l'optimisation des températures de fonctionnement.

Abstract

This thesis presents an exergy analysis applied to a flat-plate solar collector using experimental data. The analysis identifies and quantifies energy losses in the form of anergy and evaluates the fraction of exergy effectively utilized. This work highlights the relevance of exergy-based evaluation to detect major sources of energy degradation in thermal solar systems. Improvement strategies are considered, including mass flow rate adjustment, thermal loss reduction, and optimization of operating temperatures.

Introduction générale

Ces dernières années, l'énergie, et plus particulièrement les sources renouvelables, suscitent un intérêt croissant au sein de la communauté scientifique. Parmi celles-ci, l'énergie solaire qui occupe une place centrale.

En raison de son abondance et de son potentiel de conversion. Une part importante des recherches actuelles s'oriente vers l'exploitation optimale de cette ressource à travers l'utilisation de capteurs solaires thermiques, en vue de maximiser la récupération d'énergie utile.

L'intérêt croissant pour les énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire, reflète les enjeux énergétiques et environnementaux de notre époque. L'Algérie, bénéficiant d'un ensoleillement parmi les plus élevés au monde, dispose d'un potentiel considérable pour exploiter l'énergie solaire, notamment à travers les capteurs solaires thermiques. Ces dispositifs sont utilisés pour le chauffage de l'eau, le chauffage domestique, et d'autres applications thermiques.

Ce mémoire s'inscrit dans cette perspective et vise à analyser les performances énergétiques d'un capteur solaire plan, en s'appuyant sur le concept d'exergie. L'analyse exergetique permet de mesurer non seulement la quantité d'énergie produite, mais également sa qualité, c'est-à-dire sa capacité à être convertie en travail utile. L'objectif de cette étude est d'évaluer la performance réelle du capteur et de proposer des pistes d'amélioration. Le travail est structuré en quatre chapitres allant de la description du gisement solaire à l'analyse des résultats expérimentaux.

Les capteurs solaires thermiques présentent une large gamme d'applications, notamment dans le chauffage de l'eau sanitaire (douche, lavage), ainsi que dans le chauffage domestique via des systèmes à chaudière.

Compte tenu de l'important gisement solaire dont dispose l'Algérie avec un ensoleillement dépassant les 2000 heures annuelles sur la majorité du territoire, il devient essentiel de développer et d'optimiser les performances de ces capteurs afin d'exploiter au mieux ce potentiel énergétique.

Le manuscrit est scindé en trois chapitres allant de l'introduction vers la conclusion de cette manière :

Le 1^{er} chapitre est une introduction sur le gisement solaire et les modes de transfert de chaleur.

Le 2^{ème} chapitre présente l'analyse exergetique d'un capteur solaire plan.

Le 3^{ème} chapitre présente nos résultats, graphes et des discussions.

En termine par une conclusion.

Chapitre I



Gisement solaire et modes de transfert de chaleur



CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

I.1 Gisement solaire

Introduction

Le soleil, une énergie renouvelable énorme et inépuisable, rayonne sur la terre avec une puissance de $16 \cdot 10^5$ KWh/m² par ans dans toutes les longueurs d'ondes du spectre de la lumière visible. Cette énergie renouvelable est une préoccupation mondiale et d'actualité surtout si elle est exploitée dans la conversion de l'énergie solaire en électricité, qui est l'un des enjeux de la politique énergétique de notre siècle. L'Algérie dispose d'un gisement solaire important compte tenu des valeurs de la durée d'insolation enregistrées sur la quasi-totalité du territoire national dépassant les **2000 heures** annuellement et pouvant atteindre même les **3900 heures** sur les hautes plateaux et le Sahara. Par conséquent, la quantité d'énergie reçue au sol quotidiennement est de **5 KWh/m²**, soit près de **700 KWh/m²** par ans au nord et de **2263 KWh/m²** au sud, ce qui favorise l'utilisation de l'énergie solaire dans différents domaines.

Le gisement solaire est un ensemble des données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exacte possible compte tenu de la demande à satisfaire.

[1]

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

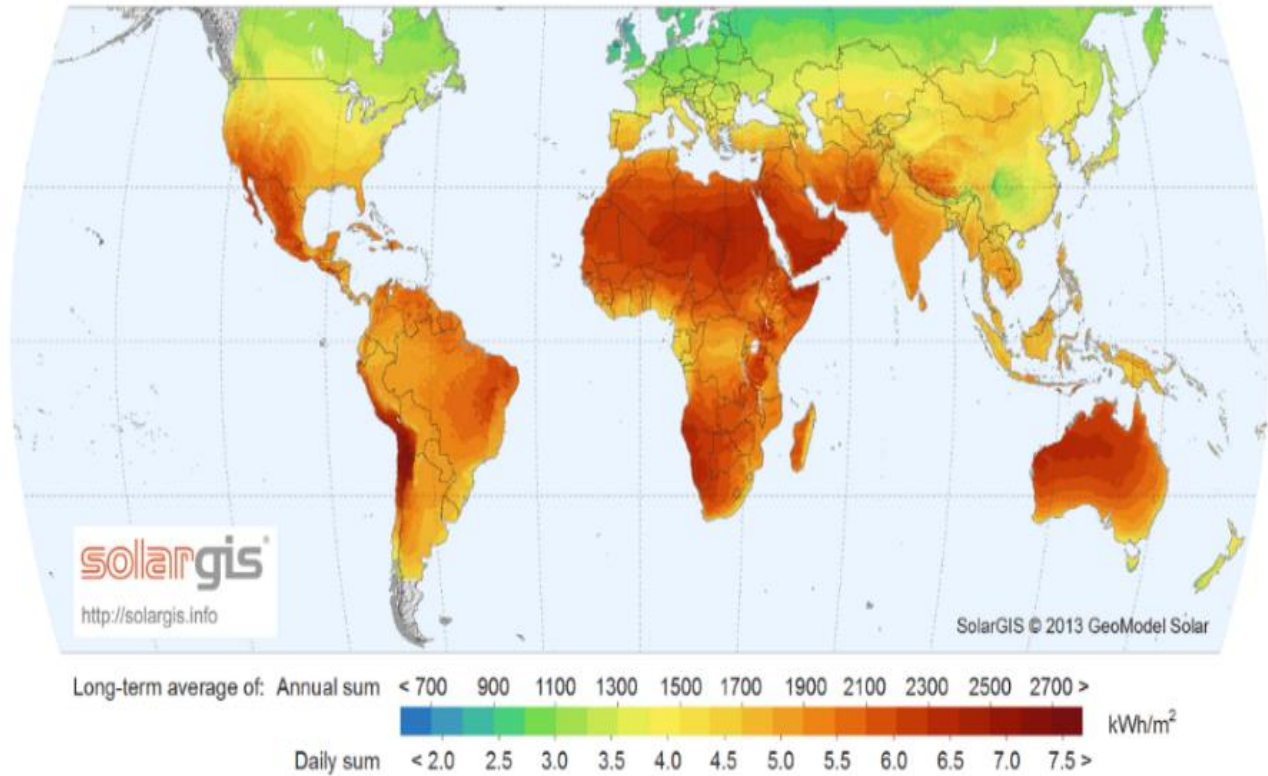


Figure 1: Gisement solaire

I.1 Paramètres géographiques

I.1.1 La latitude

La latitude d'un lieu est une valeur angulaire, expression du positionnement nord-sud de l'équateur, d'un point sur la Terre. Théoriquement, elle a pour valeur, 0° à l'équateur jusqu'à 90° aux pôles, elle est comptée positivement de (0 à $+90^\circ$) vers le Nord et négativement de (0 à -90°) vers le Sud. Généralement, cette grandeur est notée φ .

I.1.2 La longitude

La longitude d'un lieu est une valeur angulaire, expression du positionnement Est-Ouest d'un point sur Terre par rapport au méridien d'origine. C'est donc une mesure angulaire sur 360° par rapport à un méridien de référence, avec une étendue de $+180^\circ$ à -180° ou 180° Est à 180° Ouest. Généralement, cette grandeur est notée L .

I.1.3 L'altitude

L'altitude exprime un écart entre un point donné et un niveau moyen, le plus souvent le niveau de la mer (ou niveau 0). Les sommets sont associés à une altitude, calculée par divers moyens indirects (géodésie, triangulation).

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

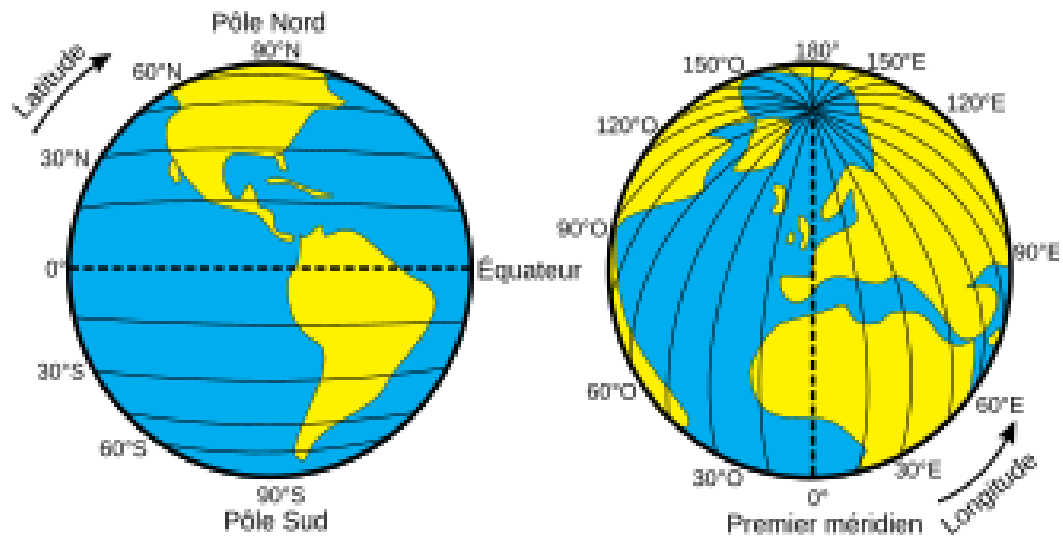


Figure 2 : latitude et longitude de la terre

I.2 Paramètre astronomiques

I.2.1 Repérage du soleil

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents.

I.2.2 Coordonnées équatoriales

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la Terre à l'aide de deux angles ; la déclinaison δ et l'angle horaire ω .

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

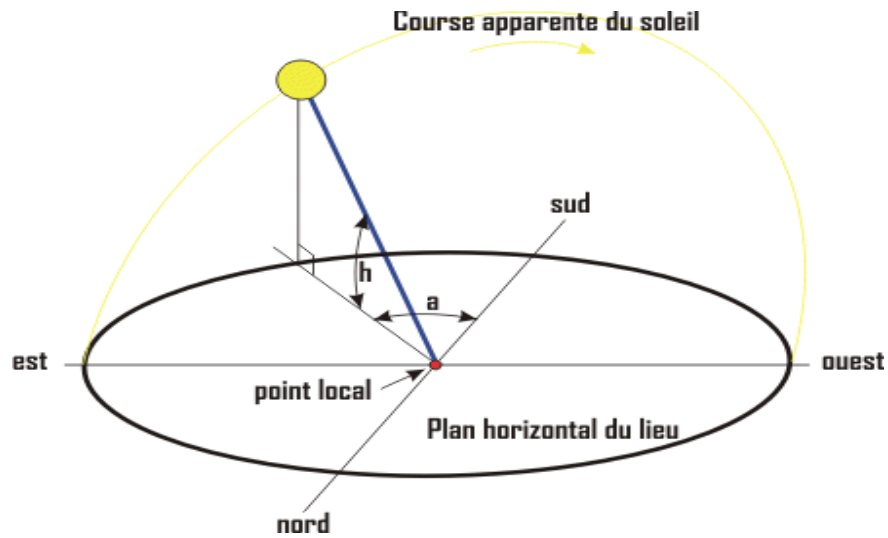


Figure 3 : l'angle solaire

Déclinaison du soleil : La déclinaison solaire est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan équatorial. Elle varie entre $+23^{\circ}27'$ au solstice d'été (le 21 Juin) et $-23^{\circ}27'$ au solstice d'hiver (le 21 Décembre).

[2]

$$\delta = 23,45^{\circ} \sin[0,980^{\circ}(j + 284)] \quad (1)$$

Angle horaire du soleil : l'angle horaire du soleil est déterminé par la rotation diurne de la terre autour de son axe. C'est la mesure de l'arc de trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu. Exprimé en $^{\circ}$ d'angle .

$$\omega = 15^{\circ}(TS - 12) \quad (2)$$

[3]

Hauteur du soleil : La hauteur du soleil est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Il est particulièrement égal à 0° au lever et au coucher astronomiques du soleil, sa valeur est maximale à midi, en temps solaire vrai. L'expression de la hauteur du soleil est donnée par:

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

$$\sin(h) = \cos(\sigma) \cos(\varphi) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\sigma) \quad (3)$$

Azimut du soleil: L'azimut du soleil est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction sud.

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta)\sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (4)$$

[2]

I.2 Transfert thermique

I.2.1 Introduction

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps)

L'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

[2]

I.2.2 Notions et définitions

I.2.1 Régime permanent et régime transitoire

La température en un point d'un système à un instant donné dépend de la position de ce point par rapport à un repère fixe de coordonnées

$$\theta = \theta(x, y, z), \quad \theta \text{ en } ^\circ\text{C}$$

$$T = T(x, y, z), \quad T \text{ en } ^\circ\text{K}$$

Si la température de tous les points est indépendante du temps on dit que le régime est permanent, si la température dépend du temps on dit que le régime est transitoire. Dans ce cas on peut écrire :

$$\theta = \theta(x, y, z, t) \quad \text{ou} \quad T = T(x, y, z, t)$$

I.2.2 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

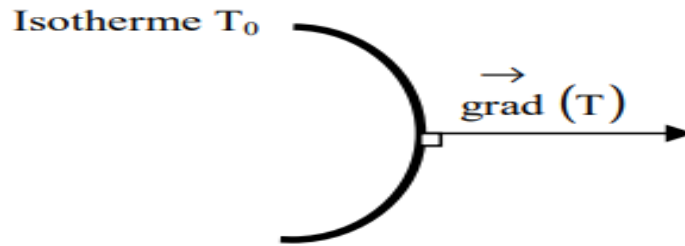


Figure 4. isotherme ET gradient thermique

$$\overrightarrow{\text{grad}}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (5)$$

Avec : \vec{n} : vecteur unitaire de la normale

I.2.3 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [2]

:

$$\Phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} [W m^{-2}] \quad (6)$$

Où S est l'aire de la surface (m^2)

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps [2]

:

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} [W] \quad (7)$$

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

I.3 Mode de transfert de chaleur

Les transferts de chaleurs interviennent naturellement entre deux corps dès qu'il y a une différence de températures entre eux. Ce transfert de chaleur se présente sous trois formes : La Conduction ; la Convection ; le Rayonnement.

Chacun de ses modes est lié à un processus physique bien déterminé.

- Le transfert thermique moléculaire de la chaleur dans un milieu continu qui se fait par contact immédiat de particules de températures différentes s'appelle transfert de chaleur par conduction.
- L'échange de chaleur entre un fluide (liquide ou gaz) et la surface d'un corps solide s'appelle échange de chaleur par Convection.
- Le rayonnement thermique ou la radiation est le processus de propagation de la chaleur par l'intermédiaire des ondes électromagnétiques. Cette forme de transfert est conditionnée par la transformation de l'énergie interne de la matière en énergie de rayonnement, sa transmission et son absorption par la matière. [4]

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

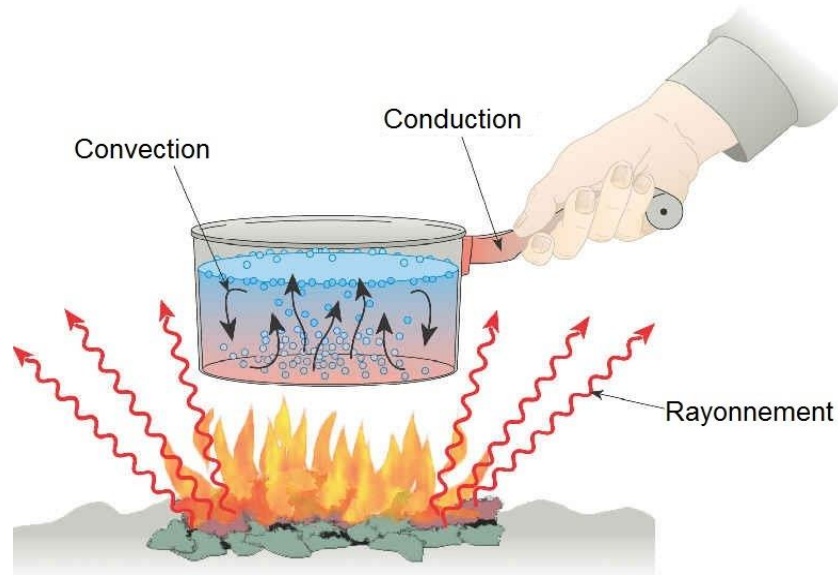


Figure 5 : les modes de transfert thermique

I.3.1 Conduction

On sait que l'énergie interne d'un corps solide, liquide ou gazeux correspond à l'énergie cinétique de ces éléments constitutifs qui se trouve dans un mouvement permanent (atomes, molécules, électrons libres). La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques donc des températures différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires.

Dans le cas des gaz, le transfert de la chaleur par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire et dans les liquides et les solides diélectriques il a lieu à l'aide des ondes élastiques.

Pour les métaux, la conduction est déterminée essentiellement par la diffusion des électrons libres des zones chaudes vers les zones plus froides, les oscillations élastiques de la matrice cristalline jouant un rôle mineur.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert thermique tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules constituant dans la masse du corps.

La méthode analytique d'étude de la conduction considère les corps qui subissent comme des milieux continus, en négligeant la structure moléculaire de la substance. Cette hypothèse n'est pas gênante, compte tenu que généralement les corps sous observation sont beaucoup plus grands que leurs particules élémentaires et les distances qui les séparent.

Il faut mentionner que la grande majorité des applications techniques fait appel à la conduction thermique dans des corps solides ; dans des liquides et des gaz elle se manifeste seulement si le transfert par convection est totalement exclu.

Des exemples typiques pour la conduction sont : le transfert de la chaleur par des parois de bâtiments, des conduites qui transportent des différents agents chauds ou froids... etc.

[5]

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (8)$$

Avec :

φ flux de chaleur transmis par la conduction (w)

λ la conductivité thermique ($W m^{-1} ^\circ C^{-1}$)

x variable d'espace dans la direction du flux (m)

S section de passage du flux de chaleur (m^2)

I 3.2 La convection

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides (liquides ou gaz) en mouvement.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différents ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui changent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elle.

Ayant toujours lieu dans un milieu fluide, elle a comme caractéristique de base le fait que le transfert de la chaleur est intimement lié par le mouvement de ce milieu

La convection peut apparaître entre des couches de fluide ayant des températures différents ou entre un courant de fluide en écoulement au long d'une surface solide ayant une température que le fluide même. Elle est toujours accompagnée par conduction dans le film mince de fluide adhérent à la superficie solide, à l'intérieur duquel la chute de température est importante.

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement du fluide, on a deux types de convection : forcée et naturelle ou libre.

Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple ventilateur, compresseur...) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide.

La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide situé dans un champ de forces massiques (par exemple champ gravitationnel). La configuration et l'intensité de la convection naturelle sont en relation directe avec les conditions thermiques qui la déclenchent, la nature du fluide et le volume de l'espace où a lieu le processus. Le traitement de la convection libre sera fait en parlant du champ de la gravité et dans l'absence des autres forces massiques.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

La convection forcée est accompagnée en générale par la convection libre. Les effets de cette dernière seront d'autant plus importants que la différence de température entre les particules sera plus grande et que la vitesse du fluide dans la convection forcée sera plus faible.

Des exemples typiques pour la convection sont : l'échauffement ou le refroidissement des fluides dans les échangeurs de chaleur, le refroidissement du café en soufflant au-dessous de la tasse, préparation d'un gâteau dans un four à gaz... etc [5]

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (9)$$

Avec :

φ Flux de chaleur transmis par convection (W)

h Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)

T_p Température de surface du solide ($^\circ C$)

T_∞ Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ C$)

S Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

I.3.3 Rayonnement

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétique ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique - énergie interne - des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

Le rayonnement thermique n'exigeant pas un support matériel, il peut se produire même en vide.

[5]

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Ce mécanisme représenté par la loi :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p s (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (10)$$

Avec :

φ Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ Constante de Stefan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

ε_p Facteur d'émission de la surface

T_p Température de la surface ($^\circ\text{K}$)

T_∞ Température du milieu environnant la surface ($^\circ\text{K}$)

S Aire de la surface (m^2)

I.4 Transfert de chaleur par conduction en régime permanent

I.4.1 Mur simple

On se placera dans le cas où l'écoulement est unidirectionnel et qu'il n'y a pas de génération ni de stockage d'énergie. On considère un mur d'épaisseur e , de conductivité thermique λ , et de grandes dimensions transversales dont les faces extrêmes sont à des températures T_1 et T_2 .

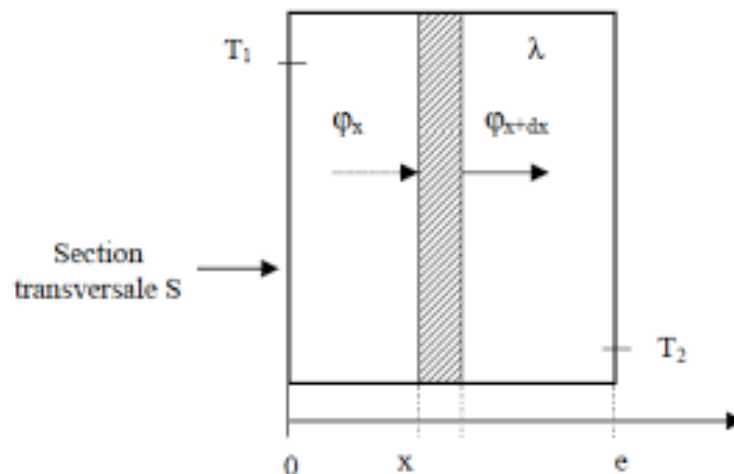


Figure 6 : bilan thermique élémentaire sur un mur simple

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

En effectuant un bilan thermique sur le système (S) constitué par la tranche de mur comprise entre les abscisses x et $x + dx$ il vient :

$$\varphi_x = \varphi_{x+dx} \Rightarrow -\lambda S \left(\frac{dT}{dx} \right)_x = -\lambda S \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} ; \text{d'où } \frac{dT}{dx} = A \text{ et } T(x) = Ax + B$$

Avec les conditions aux limites :

$$T(x = 0) = T_1 \text{ et } T(x = e) = T_2$$

D'où :

$$T = T_1 - \frac{x}{e} (T_1 - T_2) \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Le profil de température est donc linéaire. La densité de flux de chaleur traversant le mur s'en déduit par la relation :

$$\varphi = -\lambda \frac{dT}{dx} \tag{11}$$

[2]

I.4.2 Mur multicouches

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S .

[2]

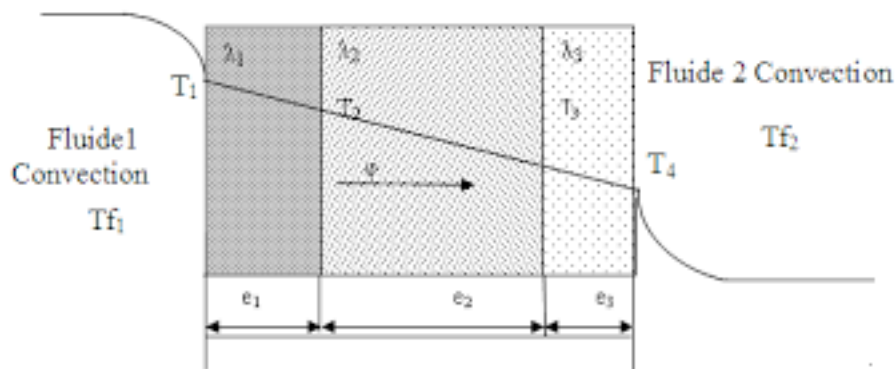


Figure 7 : bilan thermique élémentaire sur un mur multicouche

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

En régime permanent, le flux de chaleur se conserve lors de la traversée du mur et s'écrit :

$$\varphi = h_1 S (T_{f1} - T_1) = \frac{\lambda_A S (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{\lambda_B S (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{\lambda_C S (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 S (T_4 - T_{f2})$$

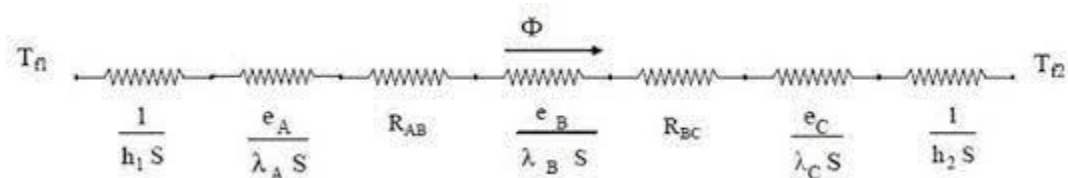
D'où :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}}$$

Nous avons considéré que les contacts entre les couches de différentes natures étaient parfaits et qu'il n'existait pas de discontinuité de température aux interfaces. En réalité, compte-tenu de la rugosité des surfaces, une microcouche d'air existe entre les creux des surfaces en regard et crée une résistance thermique R (l'air est un isolant) appelée résistance thermique de contact. La formule précédente s'écrit alors :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + R_{AB} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + R_{BC} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}}$$

Le schéma électrique équivalent est :



Remarques :

- Une résistance thermique ne peut être définie qu'entre deux surfaces isothermes.
- Cette résistance thermique de contact est négligée si le mur comporte une paroi isolante ou si les parois sont jointes par soudure. [2]

I.4.3 Mur composite

C'est le cas le plus couramment rencontré dans la réalité où les parois ne sont pas isotropes. Considérons à titre d'exemple un mur de largeur L constitué d'agglomérés creux.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

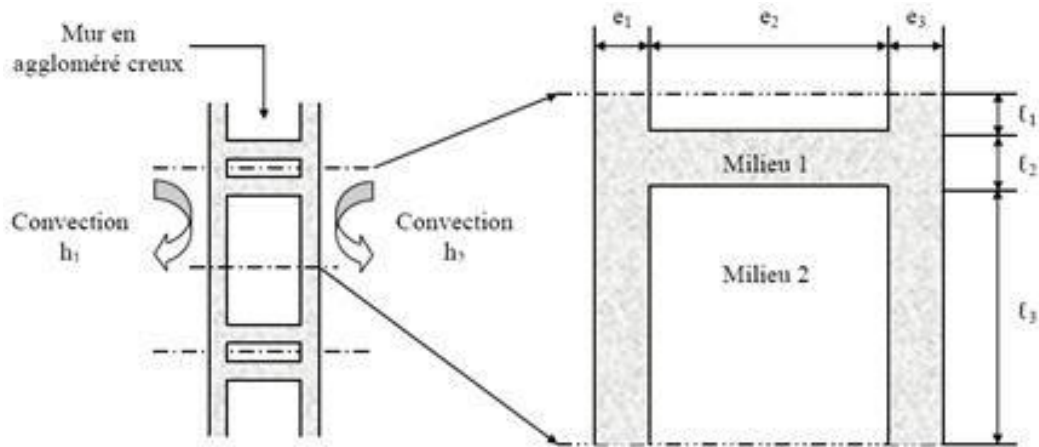


Figure 8 : schéma d'un mur composite

En supposant le transfert unidirectionnel et en tenant compte des axes de symétrie, on peut se ramener au calcul du flux à travers l'élément isolé sur la droite de la figure et calculer la résistance thermique R équivalente d'une portion de mur de largeur L et de hauteur $l = l_1 + l_2 + l_3$ en utilisant les lois d'association des résistances

En série et en parallèle par la relation [2]:

$$R = R_1 + R_2 + \frac{1}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5}} + R_6 + R_7$$

Avec :

$$R_1 = \frac{1}{h_1 l L}; R_2 = \frac{e_1}{\lambda_1 l L}; R_3 = \frac{e_2}{\lambda_2 l_1 L}; R_4 = \frac{e_2}{\lambda_1 l_2 L}; R_5 = \frac{e_2}{\lambda_2 l_3 L}; R_6 = \frac{e_3}{\lambda_1 l L}; R_7 = \frac{1}{h_2 l L}$$

I.4.4 Cylindre creux long (tube)

On considère un cylindre creux de conductivité thermique λ , de rayon intérieur r_1 , de rayon extérieur r_2 , de longueur L , les températures des faces internes et externes étant respectivement T_1 et T_2 . On suppose que le gradient longitudinal de température est négligeable devant le gradient radial.

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Effectuons le bilan thermique du système constitué par la partie de cylindre comprise entre les rayons r et $r + dr$.

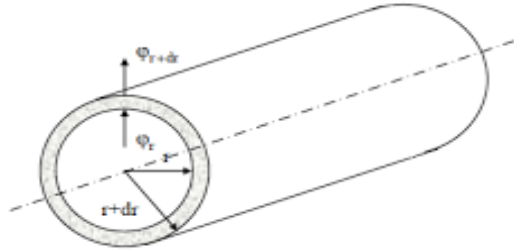


Figure 9 : transfert thermique dans un cylindre creux

$$\varphi_r = \varphi_{r+dr}$$

Avec

$$\varphi_r = -\lambda 2\pi r L \left(\frac{dT}{dr}\right)_r$$

$$\varphi_{r+dr} = -\lambda 2\pi (r + dr) L \left(\frac{dT}{dr}\right)_{r+dr}$$

Alors

$$-\lambda 2\pi r L \left(\frac{dT}{dr}\right)_r = -\lambda 2\pi (r + dr) L \left(\frac{dT}{dr}\right)_{r+dr}$$

D'où

$$r \frac{dT}{dr} = C$$

Avec les conditions aux limites : $T(r_1) = T_1$; $T(r_2) = T_2$

D'où

$$T(r) = \frac{T_2 \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) + T_1 \ln\left(\frac{r_2}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

Et par application de la relation :

$$\varphi = -\lambda 2\pi r \frac{dT}{dr}$$

On obtient :

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

$$\phi = \frac{2\pi\lambda L(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

Cette relation peut aussi être mise sous la forme [2]

$$\phi = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}} \text{ avec: } R_{12} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L}$$

I.4.5 Cylindre creux multicouches

C'est le cas pratique d'un tube recouvert d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les faces interne et externe du cylindre ; h_1 et h_2 sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces internes et externes [2]

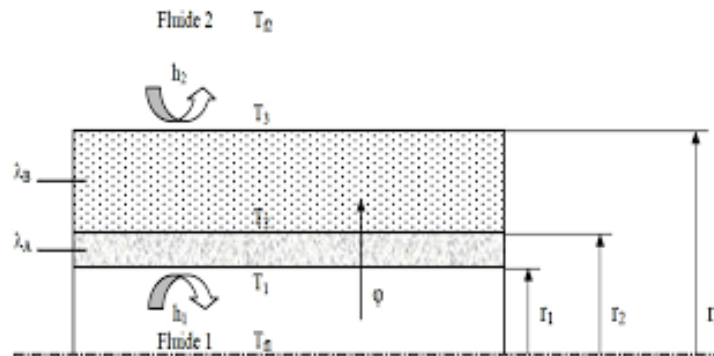


Figure 10 : transfert thermique dans un cylindre creux multicouche

En régime permanent, le flux de chaleur ϕ se conserve lors de la traversée des différentes couches et s'écrit :

$$\phi = h_1 2\pi r_1 L (T_{f1} - T_1) = \frac{2\pi\lambda_A L (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{2\pi\lambda_B L (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} = h_2 2\pi r_3 L (T_3 - T_{f2})$$

D'où

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi \lambda_A L} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi \lambda_B L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_3 L}} \quad [\text{W/m}]$$

I.5 Transfert de chaleur par convection

I.5.1 Calcul du flux de chaleur en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Définis par:

Nombre de Nusselt $Nu = \frac{hD}{\lambda}$

Nombre de Reynolds $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$

Nombre de Prandtl $Pr = \frac{c_p \mu}{\nu}$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de « Re » et la configuration → choix de la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D}$$

Et de

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty)$$

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

I.5.2 Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

Mécanisme de la convection naturelle:

Dans le cas d'un transfert de chaleur par convection naturelle le long d'une plaque plane, le coefficient de convection dépend des caractéristiques du fluide : λ , ρ , μ , C_p , β , g , de la paroi caractérisée par la longueur L , et de l'écart de température $\Delta\theta$ aux bornes du film ce que l'on peut traduire par une relation du type :

$$\phi = F(\lambda, \rho, \mu, c_p, \beta, g, L, \Delta T)$$

Signification physique du nombre de Grashof

Lorsque la masse unité du fluide, soumise à l'accélération $\beta g \Delta T$ subit une variation d'altitude L , la conservation de l'énergie permet d'écrire :

$$\frac{u^2}{2} = \beta g \Delta T L$$

$\frac{u^2}{2}$ Représente la variation d'énergie cinétique et $\beta g \Delta T L$ la variation d'énergie potentielle. On voit donc que le nombre de Grashof peut se mettre sous la forme :

$$Gr = \frac{1}{2} \left(\frac{u L \rho}{\mu} \right)^2$$

Il est donc proportionnel au carré d'un nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement. En pratique, en convection naturelle, le courant qui prend naissance reste laminaire jusqu'à ce que le nombre de Grashof atteigne une valeur d'environ 10^9 .

Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels : $Nu = f(Gr, Pr)$ définis par :

Nombre de Nusselt
$$Nu = \frac{hD}{\lambda}$$

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

Nombre de Grashof $Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$

Nombre de Prandtl $Pr = \frac{c_p \mu}{\nu}$

I.6 Transfert de chaleur par rayonnement

I.6.1 Corps noir, corps Gris

Corps noir

C'est un corps qui absorbe toutes les radiations qu'il reçoit indépendamment de son épaisseur, de sa température, de l'angle d'incidence et de la longueur d'onde du rayonnement incident, il est défini par : $\alpha_{\lambda T} = 1$.

Une surface enduite de noir de fumée est approximativement un corps noir.

Propriétés du corps noir: Tous les corps noirs rayonnent de la même manière ; Le corps noir rayonne plus que le corps non noir à la même température. [2]

Corps Gris

Un corps gris est un corps dont le pouvoir absorbant $\alpha_{\lambda T}$ est indépendant de la longueur d'onde λ du rayonnement qu'il reçoit. IL est défini par: $\alpha_{\lambda T} = \alpha_T$.

En général, on considère les corps solides comme des corps gris par intervalle et on utilise un pouvoir absorbant moyen vis-à-vis du rayonnement émis pour $\lambda < 3 \mu\text{m}$ (rayonnement émis par des corps à haute température comme le Soleil) et un pouvoir absorbant moyen vis-à-vis du rayonnement émis pour $\lambda > 3 \mu\text{m}$ (rayonnement émis par les corps à faible température : atmosphère, absorbeur solaire,...) [2]

I.6.2 Rayonnement des corps non noirs

Facteur d'émission ou émissivité

On définit les propriétés émissives des corps réels par rapport aux propriétés émissives du corps noir dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde et on les caractérise à l'aide de coefficients appelés facteurs d'émission ou émissivités. Ces coefficients monochromatiques ou totaux sont définis par:

$$\epsilon_{\lambda T} = \frac{M_{\lambda T}}{M_{0\lambda T}}; \epsilon_T = \frac{M_T}{M_{0T}}$$

CHAPITRE I : GISEMENT SOLAIRE ET MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

D'après la loi de Kirchhoff, on montre que :

$$\alpha_{\lambda T} = \epsilon_{\lambda T}$$

Cas des corps gris

Ils sont caractérisés par $\alpha_{\lambda T} = \alpha_T$ soit d'après ce qui précède : $\epsilon_{\lambda T} = \epsilon_T$ Or:

$M_T = \epsilon_T M_{0T}$, nous en déduisons l'émittance du corps gris à la température T :

$$M_T = \epsilon_T \sigma T^4$$

Chapitre II



Analyse Exergétique



CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

Introduction

L'exergie est le travail théorique maximal que pourrait fournir le système combiné si le système fermé était en équilibre avec l'environnement, c'est-à-dire s'il passait à l'état mort. L'objectif étant d'évaluer le travail maximal que pourrait fournir le système combiné, la limite du système combiné est située de telle sorte que les seuls transferts d'énergie à travers lui soient des transferts de travail d'énergie. Cela garantit que le travail développé par le système combiné n'est pas affecté par les transferts de chaleur vers ou depuis celui-ci. De plus, bien que les volumes du système fermé et de l'environnement puissent varier, la limite du système combiné est située de telle sorte que le volume total du système combiné reste constant. Cela garantit que le travail développé par le système combiné est entièrement disponible pour soulever un poids dans son environnement, par exemple, et ne sert pas simplement à déplacer l'environnement du système combiné. Appliquons maintenant un bilan énergétique pour évaluer le travail développé par le système combiné.

[6]

II.1 Les capteurs solaires plans

Un capteur solaire plan est un dispositif conçu pour convertir l'énergie solaire en chaleur. Il capte le rayonnement solaire à travers un vitrage transparent, le transmet à une surface absorbante noire, qui chauffe un fluide caloporteur circulant dans des tubes. Ce fluide peut ensuite être utilisé pour des besoins en chauffage ou en eau chaude sanitaire.

II.2 Les composants principaux d'un capteur solaire

Un capteur plan vitré est constitué :

- d'une couverture transparente,
- d'un absorbeur,
- d'une isolation thermique sur les côtés et à l'arrière de l'absorbeur

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

-d'un cadre ou coffret [7]

II.3 Principe de fonctionnement

Un chauffe-eau solaire fonctionne selon un principe simple : l'énergie du rayonnement solaire est absorbée par des capteurs plans fonctionnant selon le principe de l'effet de serre. La chaleur emmagasinée est ensuite transportée au sein d'un circuit « primaire » contenant un mélange caloporteur d'eau et d'antigel.

Grâce à un échangeur thermique, le liquide caloporteur contenu dans le circuit primaire transmet son énergie thermique à de l'eau sanitaire contenue dans le réservoir (un « ballon ») d'un second circuit isolé, dit « secondaire ». Le liquide caloporteur refroidi repart ensuite vers les capteurs afin d'être réchauffé.

Lorsque l'eau chauffée dans le ballon est utilisée, elle est remplacée par de l'eau froide du réseau, réchauffée selon le même principe. [8]

II.4 Notions énergie, exergie et anergie

L'**exergie** est une énergie réputée « noble » telle que les énergies électrique, mécanique, nucléaire, magnétique et chimique, qui sont des énergies qui peuvent être exploitées sans avoir à subir de transformations préalables. L'**énergie** En est ainsi constituée d'une part d'énergie noble, l'exergie Ex , d'autre part, d'énergie complémentaire, l'**anergie** An , telle que :

$$En = Ex + An \quad (2)$$

L'analyse exergetique est un outil d'ingénierie simple et efficace, qui fournit une image précise des performances énergétique des différents systèmes auxquels elle est appliquée.

II.5 Exergie d'un système

L'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le super système (constitué du système et de son milieu ambiant) qui permettra à cette quantité de matière d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant.

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

Considérons le système de la figure **11** qui est initialement dans un état quelconque caractérisé par son énergie En , son entropie S , son volume V , sa température T , sa pression P et son potentiel chimique μ . Comme ce système et son milieu ambiant ne sont pas en équilibre (thermique, mécanique et chimique) [10-14], ces deux régions vont avoir des échanges de chaleur, de travail et de matière. Nous allons exprimer le travail (ou énergie mécanique) que peut fournir le super système lorsque le système passe de son état initial à un état inerte. Ce travail W , qui ne peut être maximal (W max) que si les transformations internes sont réversibles, donc en particulier en l'absence de transfert de chaleur, est égal à la variation d'énergie du super système :

$$W = \Delta En + \Delta En^0 \quad (3)$$

Où ΔEn et ΔEn^0 sont respectivement la variation d'énergie du système et de son milieu ambiant.

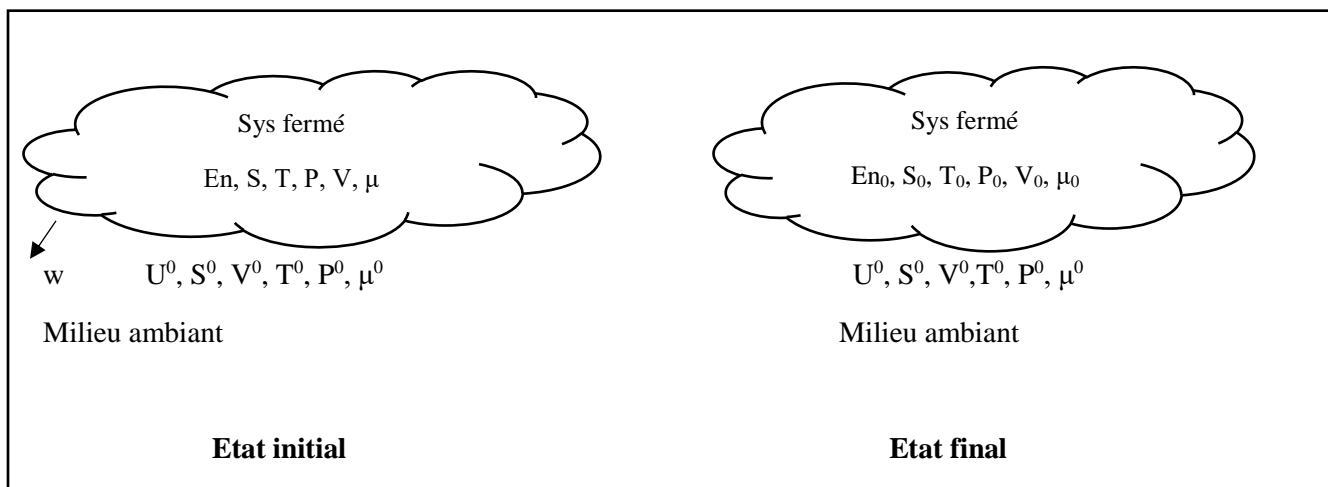


Figure 11: système fermé et son milieu ambiant

L'énergie interne d'un système à composition variable (c'est-à-dire d'un **système ouvert** qui peut échanger de la matière avec son milieu extérieur) dépend d'un certain nombre de paramètres indépendants. Il est courant de choisir comme paramètres : son **entropie** S , son **volume** V , et dans le cas de systèmes ouverts, le **nombre de moles** de chaque espèce N_i [15-16]. On peut alors écrire:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial S} dS + \frac{\partial U}{\partial V} dV + \sum_i \frac{\partial U}{\partial N_i} \quad (4)$$

Or, **pour un système fermé**, à nombre de moles constant, on a :

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

$$dU = TdS - PdV$$

Ainsi, **pour un système ouvert**, on peut écrire :

$$dU = TdS - PdV + \sum_i \mu_i dN_i \quad (4)$$

Avec : $\mu_i = \frac{\partial U}{\partial N_i}$ potentiel chimique de l'espèce i

Comme U est une fonction homogène du premier degré par rapport à S , V et N , on peut écrire :

$$U = TS - PV + \sum_i \mu_i N_i \quad (5)$$

On note que **pour un système à composition chimique constante** on aura :

$$U = TS - PV \quad (6)$$

Donc l'énergie interne du milieu ambiant

$$U^0 = T_0 S^0 - P_0 V^0 + \sum_i \mu_i^0 N_i^0 \quad (7)$$

Où N_i^0 et μ_i^0 sont, respectivement, le nombre de moles et le potentiel chimique de la substance i présente dans le milieu ambiant.

Not : X^0 représente la grandeur X propre au milieu ambiant et X_0 représente la grandeur « X » propre au système lorsqu'il est en équilibre avec le milieu ambiant. Dans l'équation précédente, on a remplacé T^0 par T_0 et P^0 par P_0 car, pour que le système soit à l'équilibre thermique et mécanique avec le milieu ambiant, il faut que les températures et pressions du système et du milieu ambiant soient égales :

$$T^0 = T_0 \text{ et } P^0 = P_0 \quad (8)$$

En termes de variations, on a :

$$\Delta E_n^0 = \Delta U^0 = T_0 \Delta S^0 - P_0 \Delta V^0 + \sum_i \mu_i^0 \Delta N_i^0 \quad (9)$$

Le milieu ambiant est si grand par rapport au système fermé que ses frontières externes, qui sont aussi celles du super système, peuvent être supposées fixes. Par conséquent, on peut considérer que le volume du super système ne varie pas, soit :

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

$$\Delta(V + V^0) = 0 \quad (10)$$

Où V et V^0 sont respectivement le volume du système ouvert et le volume du milieu ambiant.

En l'absence de réactions chimiques, le nombre de moles de la substance i dans le super système se conserve :

$$\Delta(N_i + N_i^0) = 0 \quad (11)$$

Où N_i et N_i^0 sont respectivement le nombre de moles de la substance i dans le système et dans le milieu ambiant.

En présence d'irrégularités (ou dégradations d'énergie « noble » en chaleur), la production d'entropie du super système, S_p n'est pas nulle : elle est égale à la somme des variations d'entropie du système fermé et de son milieu ambiant :

$$S_p = \Delta S + \Delta S^0 \quad (12)$$

À partir de ces considérations, le travail du super système, déduit des relations (2), (9), (10), (11) et (12), s'écrit :

$$W = \Delta E_n - T_0 \Delta S + P_0 \Delta V - \sum_i \mu_i^0 \Delta N_i + T_0 S_p \quad (13)$$

Où les variations d'énergie du système entre son état initial et un état d'équilibre inerte (caractérisé par l'indice « 0 ») s'expriment comme suit :

$$\begin{aligned} \Delta E_n &= U_0 - E_n ; \Delta S = S_0 - S ; \Delta V \\ &= V_0 - V ; \Delta N_i = N_{i,0} - N_i \end{aligned} \quad (14)$$

Le travail est maximal (ou minimal) ou d'une façon générale, **optimal, lorsque la production d'entropie est nulle**. IL est relié au travail réel par la relation:

$$W = W_{opt} + T_0 S_p \quad (15)$$

On peut vérifier l'impact des irrégularités en observant que le travail mis en jeu dans le cas d'une machine motrice (travail négatif) est réduit en valeur absolue par rapport au travail optimal (ou augmenté dans le cas d'un travail reçu tel que pour les machines à cycle inverse, machines frigorifiques par exemple) en présence d'une production d'entropie. Or, comme par définition, **le travail optimal est égal à la variation d'exergie du système**, on a :

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

$$\Delta Ex = W_{opt} = \Delta En - T_0 \Delta S + P_0 \Delta V - \sum_i \mu_i^0 \Delta N_i \quad (16)$$

Avec les expressions (14), la variation d'exergie du système entre son état quelconque et son état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant devient :

$$\Delta Ex = U_0 - En - T_0(S_0 - S) + P_0(V_0 - V) - \sum_i \mu_i^0(N_{i,0} - N_i) \quad (17)$$

En appliquant l'équation (5) au système (en état d'équilibre inerte) dans laquelle :

$$T = T_0 = T^0 ; P = P_0 = P^0 ; S = S_0 ; V = V_0 ; \mu_i = \mu_{i,0} = \mu_i^0$$

On a:

$$U_0 = T_0 S_0 - P_0 V_0 + \sum_i \mu_i^0 N_{i,0} \quad (18)$$

ET l'équation (17) devient:

$$\Delta Ex = -En + T_0 S - P_0 V + \sum_i N \mu_i^0$$

Si on pose par convention que l'exergie du système en équilibre avec son milieu ambiant est nulle, ce qui est conforme à la définition de l'exergie, on peut écrire, en définitive :

$$Ex_{sys} = En - T_0 S + P_0 V - \sum_i \mu_i^0 N_i \quad (19)$$

En général, l'énergie En d'un système est constituée de plusieurs types d'énergie. Dans les problèmes thermomécaniques, on peut citer : l'énergie interne U , l'énergie cinétique Ec et

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

l'énergie potentielle gravifique Ep . Ainsi, l'exergie d'un système quelconque prend la forme suivante [17-18]:

$$Ex = H - T_0S - (P - P_0)V - \sum_i \mu_i^0 N_i + Ec \quad (20)$$
$$+ Ep + \dots$$

Ou, avec la définition de l'enthalpie

$$H = U + PV \quad (21)$$

Si on retient uniquement les énergies cinétique et potentielle, l'exergie massique ex d'un système quelconque peut être évaluée comme suit :

$$Ex = H - T_0S - (P - P_0)V - \sum_i \mu_i^0 N_i + \frac{c^2}{2} \quad (22)$$
$$+ gz$$

Avec :

g accélération due à la pesanteur,

h enthalpie massique,

n nombre de moles par unité de masse,

s entropie massique,

v volume massique,

c vitesse,

z altitude.

II.6 Irréversibilités, anergie, facteur de Carnot

Cas d'un système fermé

Il est possible d'exprimer la **variation d'exergie d'un système fermé** en fonction des énergies échangées avec le milieu ambiant en utilisant les premier et deuxième principes de la thermodynamique, à savoir :

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

$$\Delta E_n = Q + W \quad (23)$$

$$\Delta S = \int \frac{\partial Q}{T} + S_p \quad (24)$$

Avec Q quantité de chaleur échangée entre le système et son milieu extérieur.

En ajoutant le terme $[P_0\Delta V]$ aux deux membres de l'équation de l'énergie (23), en multipliant par le terme $[-T_0]$ l'équation de l'entropie (24), puis en retranchant les deux équations modifiées membre à membre, on obtient la relation suivante [13-16]:

$$\begin{aligned} \Delta E_n + P_0\Delta V - T_0\Delta S & \quad (25) \\ & = Q + W + P_0\Delta V \\ & - T_0 \int \frac{\partial Q}{T} - I \end{aligned}$$

Où :

$$I = T_0 S_p \geq 0$$

Représente les **irréversibilités**. On doit noter que **ces irréversibilités correspondent à une destruction d'exergie qui se transforme en anergie**. En effet, l'opération irréversible fournit (nécessite) moins (plus) d'énergie noble que l'opération réversible, pour laquelle on a W_{opt} au profit, puisqu'il y a conservation de l'énergie, d'une énergie moins noble correspondant à de l'anergie. Ainsi, I représente l'**exergie détruite** Ex_d ou l'**anergie produite** An_p :

$$I = T_0 S_p = Ex_d = An_p \quad (26)$$

Le terme de gauche de l'équation (25) n'est autre que la **variation d'exergie du système fermé** en l'absence de réactions chimiques, c'est-à-dire sans variation du nombre de moles des espèces, soit [16-19]:

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

$$\Delta Ex = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q + W + P_0 \Delta V - I \quad (27)$$

Mis à part la destruction d'exergie I , on identifie deux termes dans cette expression :

*L'exergie **mécanique**, associée à une énergie mécanique :

$$Ex^W = W + P_0 \Delta V \quad (28)$$

*L'exergie **thermique**, associée à un transfert de chaleur :

$$Ex^Q = \int \tau \delta Q \quad (29)$$

Où τ est le **facteur de Carnot** :

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (30)$$

À partir des relations (29) et (30), on peut déduire ce qui suit :

- Si $T > T_0$ (exemple : machine motrice) : apport de chaleur ($Q > 0$) : $Ex^Q > 0$ (exergie reçue) ;
Rejet de chaleur ($Q < 0$) : $Ex^Q < 0$ (exergie cédée).

- Si $T < T_0$ (exemple : machine réceptrice) : apport de chaleur ($Q > 0$) : $Ex^Q < 0$ (exergie cédée) ;
Rejet de chaleur ($Q < 0$) : $Ex^Q > 0$ (exergie reçue).

Ces éléments mettent en relief les éventuelles difficultés qui pourraient être rencontrées dans les codes de calcul (en particulier d'optimisation) relatifs à l'analyse exergetique des échangeurs de chaleur.

Dans le cadre de l'évaluation du facteur de Carnot, il est utile de rappeler la notion de **température thermodynamique moyenne** T_{Moy} qui doit être utilisée pour estimer la température moyenne d'un fluide lors d'un transfert de chaleur :

$$T_{Moy} = \frac{Q}{\Delta S} \quad (31)$$

CHAPITRE II : ANALYSE EXERGETIQUE

Considérant que l'anergie est le complément de l'exergie pour former l'énergie du système (équation (1)), on déduit, des équations (28) et (29), l'expression suivante pour l'anergie :

$$An^W = 0 \quad (32)$$

$$An^Q = \int (1 - \tau) \delta Q = T_0 \int \frac{\delta Q}{T} \quad (33)$$

L'anergie mécanique est nulle car l'énergie mécanique est une énergie « noble » [8]

Chapitre III



Résultats et Discussions



Chapitre III : Résultats et Discussions

Introduction

Dans ce chapitre on va discuter et commenter les résultats obtenus à partir de l'analyse exergétique d'un capteur solaire plan à travers des résultats donnés [19] sur le tableau suivant :

Heure	$T_M = T_3$ (C°)	$T_e = T_1$ (C°)	$T_s = T_4$ (C°)	$T_{abs} = T_2$ (C°)	ΔT	m (kg/s)	G (w/m ²)	η
11:00	29.69	31.44	33.25	91.75	62.06	0.0043	917	0.767
11:15	30.12	32.94	58.88	96.37	66.25	0.0043	958	0.784
11:30	30.81	35.75	63.5	97.69	66.88	0.0043	964	0.786
12:00	31.06	39.75	60.81	98.12	67.06	0.0043	969	0.784
12:15	31	38.5	59.44	98.12	67.12	0.0043	970	0.784
12:30	31.87	39.94	65.94	96.81	64.94	0.0043	918	0.802
13:45	32	40.44	65.31	95.25	63.25	0.0043	880	0.815
14:00	32.63	39.56	54.63	94.69	62.06	0.0043	885	0.795
14:15	32.25	39.75	50.81	94.19	61.94	0.0043	856	0.820
14:30	33.5	39.19	50.38	93.87	60.37	0.0043	835	0.819
14:45	32.5	37.81	29.37	92.19	59.69	0.0043	726.7	0.931
15:00	32.25	36.44	33.31	88.37	56.12	0.0043	719	0.885

Table 1. Résultats donnés d'un capteur solaire plan

Chapitre III : Résultats et Discussions

D'après les calculs on trouve :

Table 2. Résultats de calculs

$\eta_{\text{thermique}}$	$\eta_{\text{exergétique}}$	$Ex_{\text{entrée}}(W)$	$Ex_{\text{Sortie}}(W)$	$Ex_{\text{détruite}}(W)$
0,784	0,038	561,3	23,07	538,22
0,786	0,047	564,72	29,07	535,64
0,784	0,036	567,61	22,49	545,11
0,784	0,034	568,2	21	547,21
0,802	0,052	537,63	30,2	507,43
0,815	0,051	515,36	28,62	486,73
0,795	0,021	518,2	12,23	505,97
0,820	0,015	501,27	8,13	493,14
0,819	0,013	488,82	7,14	481,68

III .1 Exergie d'entrée

On calcule l'exergie d'entrée en utilisant l'équation suivante :

$$Ex_{\text{entrée}} = A * G_{\text{corr}} * \left(1 - \frac{4 T_{\text{atm}}}{3 T_{\text{sol}}} + \frac{1 T_{\text{atm}}}{3 T_{\text{sol}}}\right)^4$$

Tel que :

A : surface du capteur (en m²)

G_{corr} : Irradiance corrigée (W/m²)

T_{atm} : Température ambiante (K°)

T_{sol} : Température du soleil ≈ 6000 K°

Table 3. Exergie d'entrée en fonction du temps

Heure	Exergie_entrée (W)
11:00	537,33
11:15	561,3
11:30	564,72
12:00	567,61
12:15	568,2
12:30	537,63
13:45	515,36
14:00	518,2
14:15	501,27
14:30	488,82
14:45	425,53
15:00	421,04

Chapitre III : Résultats et Discussions

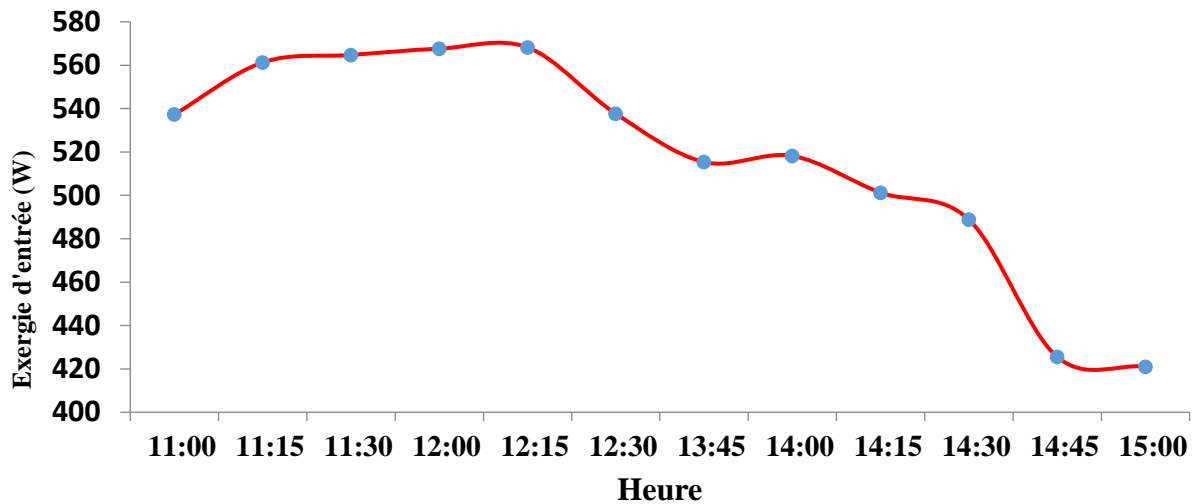


Figure 12. Exergie d'entrée en fonction du temps

L'exergie d'entrée du capteur solaire présente une évolution typique en fonction de l'ensoleillement. Elle augmente progressivement à partir de 11h00, atteignant un maximum d'environ 568 W aux alentours de 12h15 à 12h30, période correspondant à l'angle d'incidence optimal du rayonnement solaire. Cette valeur maximale coïncide avec l'intensité solaire la plus élevée de la journée. Par la suite, l'exergie diminue régulièrement en raison de la baisse du flux solaire incident, notamment après le passage du zénith.

III .2 Exergie de sortie

On calcule l'exergie de sortie :

$$Ex_{sortie} = \dot{m} * C_p * (T_s - T_{atm}) - T_{atm} * \ln \frac{T_s}{T_{atm}}$$

Tel que :

\dot{m} : Débit massique (**kg/s**)

C_p : Capacité calorifique spécifique du fluide (**J/kg K°**), pour l'eau : ~ 4180 **J/kg K°**

T_s : Température moyenne de sortie du fluide (en **K°**)

T_{atm} : Température ambiante (**K°**)

Chapitre III : Résultats et Discussions

Table 4. Exergie de sortie en fonction du temps

Heure	Exergie_sortie (W)
11:00	0,28
11:15	23,07
11:30	29,07
12:00	22,49
12:15	21
12:30	30,2
13:45	28,62
14:00	12,23
14:15	8,13
14:30	7,14

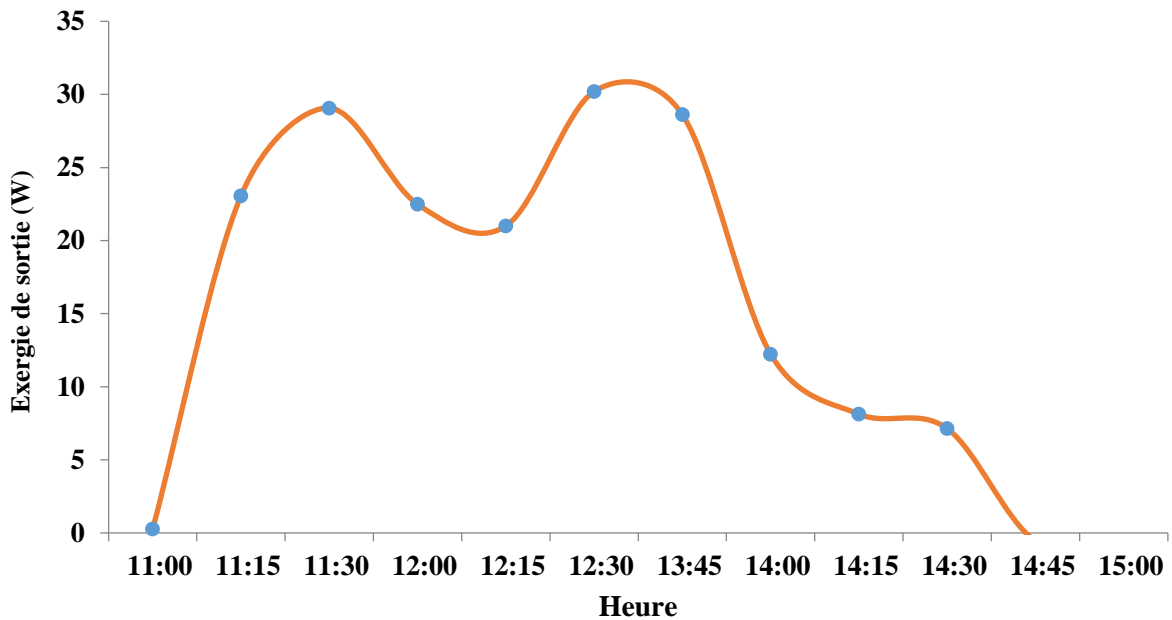


Figure 13. Exergie de sortie en fonction du temps

À partir de 13h30, l'exergie de sortie décroît progressivement, malgré une exergie d'entrée encore relativement significative. Cette diminution suggère une dégradation du rendement exergetique, possiblement induite par des pertes thermiques accrues, une mauvaise stratification thermique ou une diminution de la température de sortie du fluide.

Enfin, après 14h30, l'exergie utile devient quasiment nulle, voire négative, ce qui peut être interprété comme un fonctionnement contre-productif du système. Cela peut être attribué soit à des pertes thermiques dominantes, soit à des erreurs expérimentales ou à une valeur de référence environnementale mal ajustée (température ambiante trop proche de celle du fluide).

Chapitre III : Résultats et Discussions

L'exergie de sortie est quasi nulle en début de journée (vers 11h00), en raison d'un faible gradient de température entre le capteur et l'environnement, limitant ainsi le potentiel de conversion thermodynamique utile. Une montée rapide est observée entre 11h00 et 11h30, atteignant un premier pic autour de 29 W, probablement dû à une élévation brutale du rayonnement solaire et à une réponse thermique efficace du système. Ensuite, un second pic notable (environ 30 W) est enregistré vers 12h30–13h00, qui coïncide avec l'intensité maximale de l'exergie d'entrée. Cela traduit un rendement exergetique optimal du système à ce moment-là.

III. 3 Couple exergetique d'entrée et de sortie

Table 5. Couple exergetique d'entrée et de sortie en fonction du temps

Heure	Exergie_entrée (W)	Exergie_sortie (W)
11:00	537,33	0,28
11:15	561,3	23,07
11:30	564,72	29,07
12:00	567,61	22,49
12:15	568,2	21
12:30	537,63	30,2
13:45	515,36	28,62
14:00	518,2	12,23
14:15	501,27	8,13
14:30	488,82	7,14

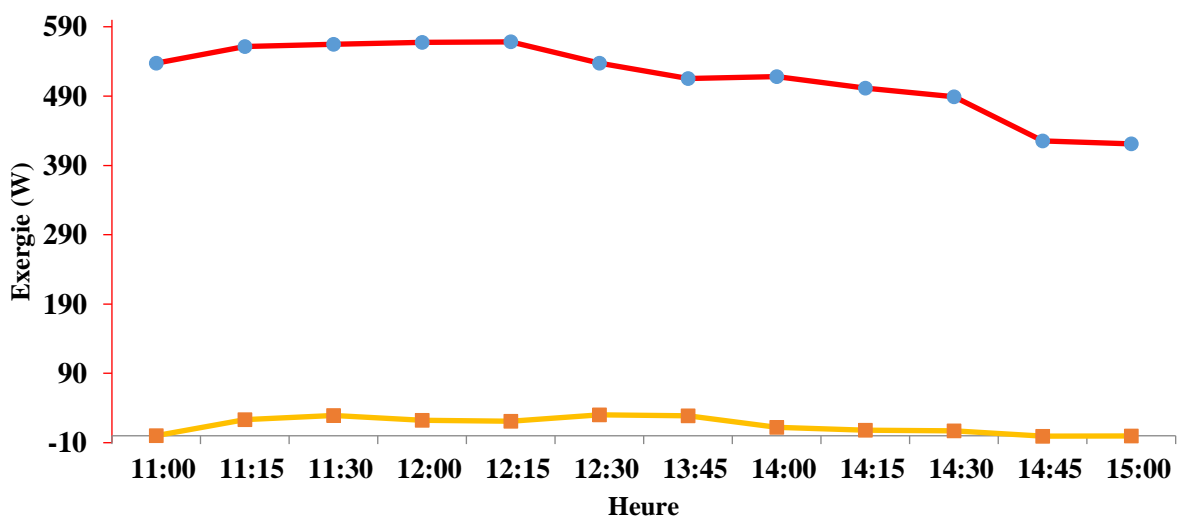


Figure 14. Couple exergetique

Chapitre III : Résultats et Discussions

Le graphique met clairement en évidence un **écart significatif et persistant** entre l'exergie d'entrée et l'exergie de sortie sur l'ensemble de l'intervalle horaire étudié.

L'exergie d'entrée reste relativement élevée tout au long de la période (entre **495 W et 560 W**), ce qui témoigne d'un bon potentiel théorique d'utilisation de l'énergie solaire disponible. Cependant, l'exergie de sortie demeure très faible (inférieure à **30 W** à tout moment), soulignant une **valeur exergétique valorisée très limitée**.

Ce déséquilibre traduit une **performance exergétique globale faible** du système solaire étudié. Plusieurs causes peuvent être avancées :

- **Pertes thermiques importantes** au niveau du capteur, notamment par convection et rayonnement et surtout sur les points de l'isolation thermique;
- **Mauvaise efficacité de transfert thermique** entre le fluide caloporteur et le capteur, pouvant résulter d'une mauvaise conception, d'un débit inadapté ou d'un mauvais contact thermique, ce qui est le cas car l'expérience repose sur le principe du thermosiphon ce qui est à limitée le débit énormément;
- **Différentiel de température insuffisant** entre le fluide et l'environnement de référence, réduisant la capacité exergétique du système, même en présence d'un flux thermique élevé ;
- **Inertie thermique ou réponse dynamique lente** du système face aux variations du rayonnement solaire.

Enfin, la tendance décroissante de l'exergie d'entrée à partir de 13h30, couplée à une exergie de sortie qui chute plus rapidement, renforce l'idée que l'efficacité exergétique diminue au fil de la journée, probablement sous l'effet de **dégradations thermiques accumulées** ou de **surchauffe interne** affectant les performances du capteur.

Chapitre III : Résultats et Discussions

III .4 Rendement exergetique

$$\eta_{\text{exergetique}} = \frac{Ex_{\text{sortie}}}{Ex_{\text{entrée}}}$$

Table 6.Rendement exergetique

Heure	Rendement_exergetique
11:15	0,038
11:30	0,047
12:00	0,036
12:15	0,034
12:30	0,052
13:45	0,051
14:00	0,021
14:15	0,015
14:30	0,013

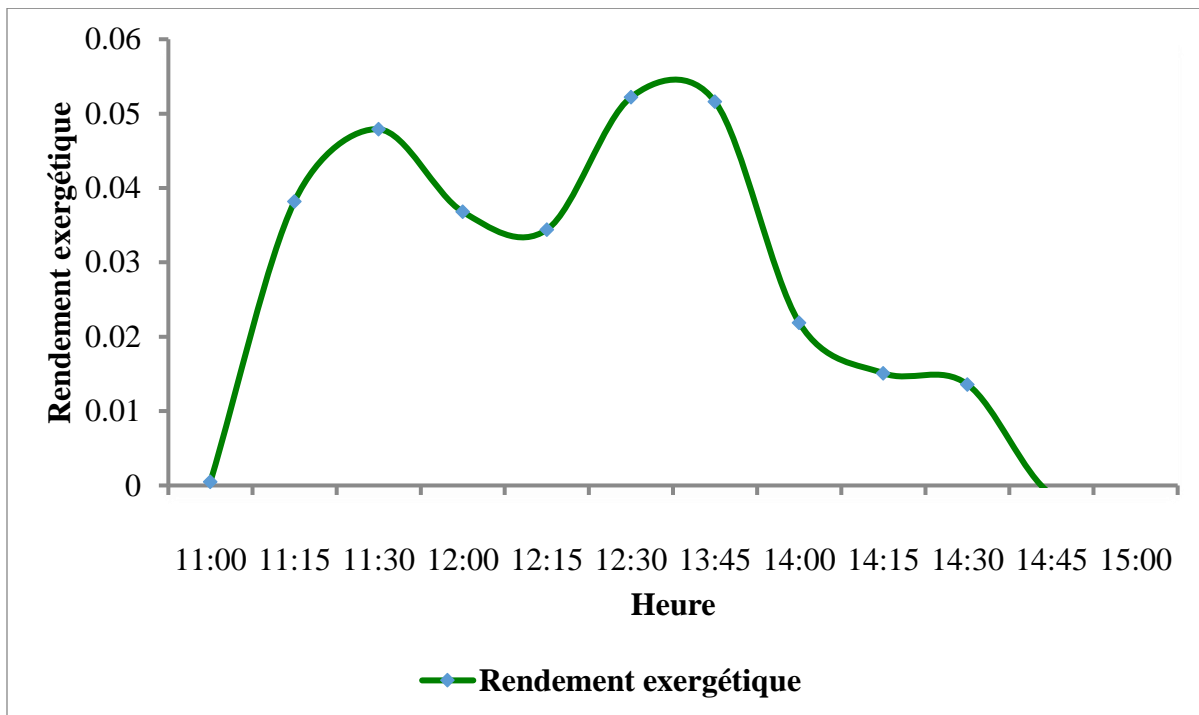


Figure 15.Rendement exergetique

Le graphique présente l'évolution du rendement exergetique en fonction du temps, mesurant la capacité du système à convertir l'exergie disponible (à l'entrée) en exergie utile (à la sortie).

Chapitre III : Résultats et Discussions

De manière générale, les valeurs restent très faibles sur l'ensemble de la plage horaire, avec un rendement exergetique qui n'excède jamais 5,5 %, ce qui confirme une performance thermodynamique globalement médiocre du système solaire.

Deux pics distincts sont observés : l'un autour de 11h30 (~4,8 %) et un second plus net vers 12h30–13h45, atteignant un maximum de ~5,4 %, ce qui coïncide avec des conditions de rayonnement solaire optimales et une température probablement favorable pour le transfert thermique.

La tendance décroissante du rendement à partir de 14h00 peut s'expliquer par :

- Une réduction de l'exergie d'entrée en fin de journée (comme observé précédemment),
- Mais surtout par une diminution encore plus prononcée de l'exergie de sortie, traduisant une dégradation des performances du capteur, une éventuelle accumulation de chaleur dans le fluide ou des phénomènes d'inertie thermique qui freinent la restitution efficace de l'énergie.

Enfin, les très faibles rendements (inférieurs à 1 %) entre 14h30 et 15h00 suggèrent une quasi-absence de conversion utile, voire des pertes supérieures aux gains thermiques, ce qui pourrait appeler à une reconfiguration du système ou une meilleure stratégie de contrôle thermique.

Chapitre III : Résultats et Discussions

III .5 Rendement exergetique en fonction d'éclairément corrigé

Table 7.Rendement en fonction d'éclairément

G	Rendement_exergetique
958	0,038
964	0,047
969	0,036
970	0,034
918	0,052
880	0,051
885	0,021
856	0,015
835	0,013

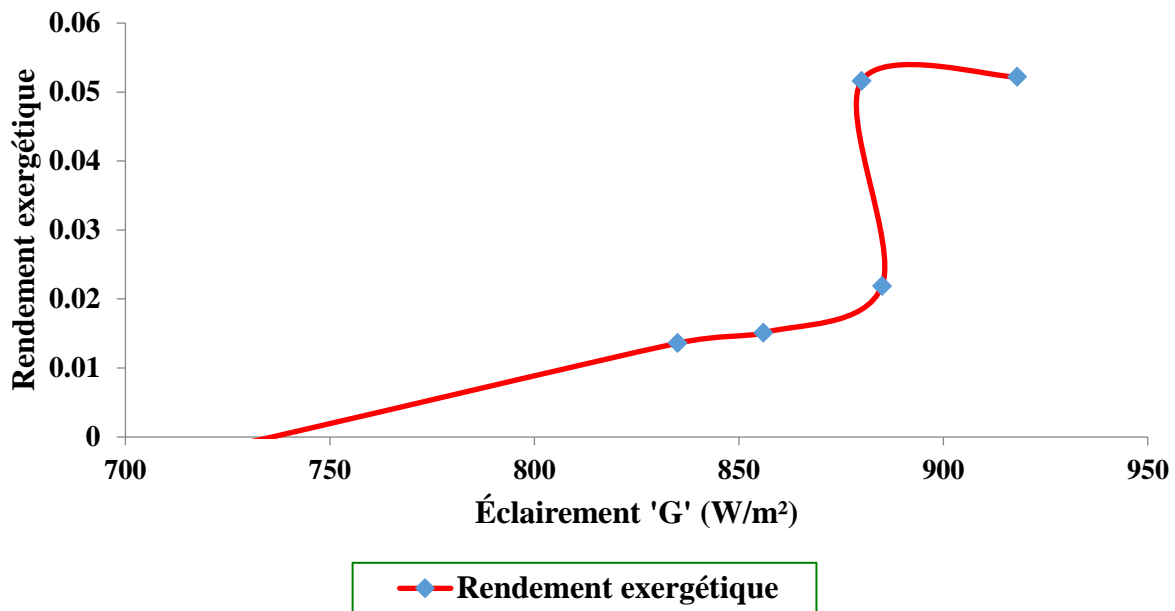


Figure 16.Rendement exergetique en fonction d'éclairément corrigé

Le rendement exergetique présente une tendance initiale à l'augmentation avec l'élévation de l'éclairément solaire, ce qui traduit une meilleure utilisation de l'exergie disponible aux faibles et moyennes irradiance. Cela est cohérent avec le fait que l'augmentation de l'irradiance améliore le gradient thermique entre le capteur et l'environnement, favorisant ainsi les transferts thermiques utiles.

Chapitre III : Résultats et Discussions

Toutefois, à partir d'un certain seuil d'irradiance, le rendement tend à se stabiliser, voire à décroître légèrement, malgré une exergie d'entrée plus importante. Ce comportement peut être attribué à plusieurs facteurs thermodynamiques :

- Saturation du transfert thermique : lorsque l'élévation de température devient trop rapide, le flux thermique ne suit plus linéairement l'accroissement d'énergie reçue, notamment si le fluide caloporteur n'évacue pas efficacement la chaleur accumulée ;
- Pertes thermiques accrues (par convection, rayonnement ou conduction) dues à une surélévation de la température du capteur, ce qui réduit l'exergie utile extraite ;
- Inadéquation entre l'inertie thermique du fluide et la dynamique du rayonnement incident, conduisant à une accumulation d'énergie non valorisée ;
- Limites technologiques du capteur ou de son isolant thermique, qui deviennent plus visibles à haute irradiance.

Ce phénomène révèle que le système n'est pas optimisé pour des charges thermiques élevées, soulignant l'importance d'un dimensionnement thermique rigoureux, d'un pilotage intelligent du débit de fluide ou de l'intégration de matériaux à changement de phase pour lisser les performances.

III .6 Rendement thermique

$$\eta_{\text{thermique}} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)}{A \cdot G_{\text{corr}}}$$

Table 8. Rendement thermique

Heure	Rendement_thermique
11:00	0,767
11:15	0,784
11:30	0,786
12:00	0,784
12:15	0,784
12:30	0,802
13:45	0,815
14:00	0,795
14:15	0,820
14:30	0,819

Chapitre III : Résultats et Discussions

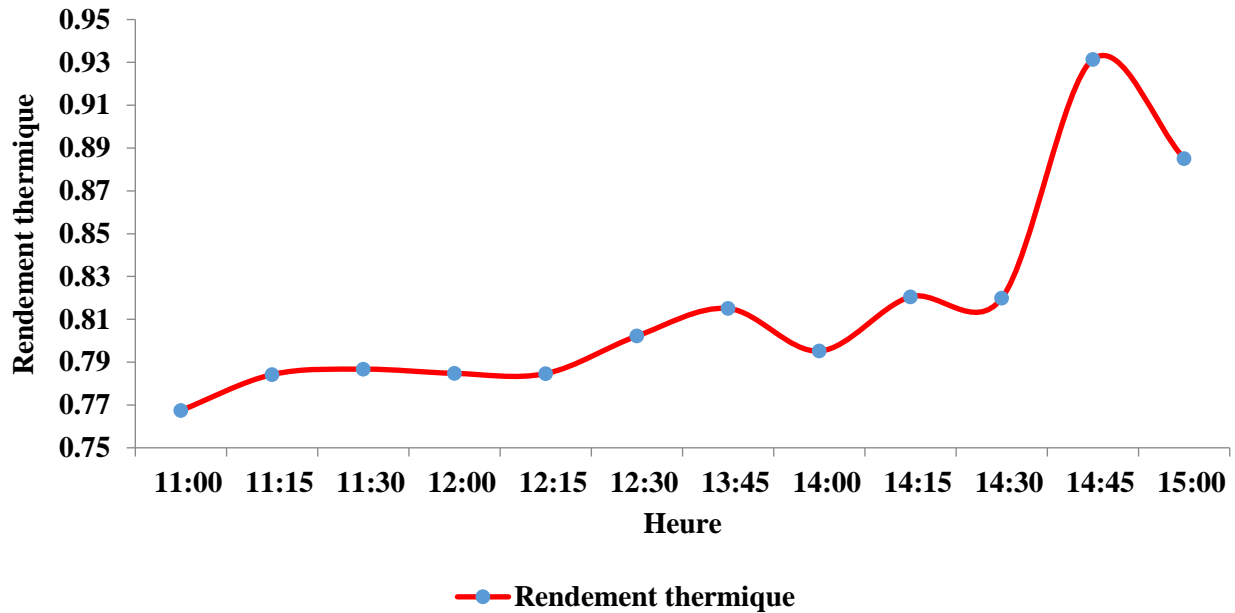


Figure 17. rendement thermique en fonction du temps

Le rendement thermique est globalement élevé, atteignant des valeurs supérieures à **80%**, ce qui indique que le capteur transforme efficacement l'énergie solaire en chaleur.

Il atteint un **maximum vers 14h45 (~93%)**, ce qui pourrait sembler paradoxal car c'est après le pic d'ensoleillement — cela peut être dû à une **meilleure adaptation thermique entre le capteur et le fluide** à ce moment-là. Une cohérence générale est observée avec les conditions climatiques mesurées (T_{atm} , G_{corr} , etc.).

III.7 Analyse globale des performances exergetique et thermiques d'un capteur solaire plan

L'analyse des données expérimentales obtenues à partir du capteur solaire plan a permis de tracer l'évolution de plusieurs grandeurs thermodynamiques au cours de la journée, notamment l'exergie d'entrée, l'exergie de sortie, les rendements thermique et exergetique, ainsi que leur corrélation avec l'ensoleillement.

L'exergie d'entrée augmente progressivement en matinée pour atteindre un maximum aux alentours de midi, en lien direct avec l'évolution de l'irradiation solaire corrigée. Cette évolution

Chapitre III : Résultats et Discussions

témoigne de la disponibilité croissante de l'énergie solaire à convertir en chaleur utile. Cependant, **l'exergie de sortie** reste globalement très inférieure à l'exergie d'entrée, traduisant une faible valorisation de l'énergie disponible. Cette faible performance exergetique se reflète dans le **rendement exergetique**, qui reste inférieur à 5 % pendant toute la période d'ensoleillement, avec un maximum autour de 12h30.

Par contraste, **le rendement thermique** du capteur est relativement élevé, atteignant des valeurs supérieures à 80 %, voire 93 % à certains instants. Cela indique une bonne capacité du capteur à absorber l'énergie solaire et à la convertir en chaleur. Toutefois, la divergence entre rendement thermique et rendement exergetique souligne une limitation importante : la chaleur produite n'est pas entièrement utile du point de vue de la qualité énergétique. En effet, plus la température d'utilisation est basse, moins l'exergie correspondante est élevée.

L'analyse du **rendement exergetique en fonction de l'éclairement** révèle que ce dernier tend à croître légèrement avec l'augmentation de l'irradiation, mais reste néanmoins très faible. Cela pourrait s'expliquer par des pertes thermiques importantes ou un mauvais dimensionnement du débit massique du fluide caloporteur, réduisant la capacité du système à extraire de manière efficace l'énergie absorbée.

Conclusion

Malgré un bon rendement thermique, les performances exergetique du capteur restent très limitées. Cela met en évidence la nécessité de considérer non seulement la quantité, mais aussi la **qualité de l'énergie** lors de l'évaluation de la performance d'un système solaire thermique. Une amélioration du transfert thermique, un meilleur contrôle du débit, ou une élévation de la température de sortie pourraient permettre d'optimiser le rendement exergetique.

CONCLUSION

Conclusion générale

L'analyse expérimentale des performances exergetique du capteur solaire met en évidence des limites notables dans sa capacité à valoriser efficacement l'exergie disponible issue du rayonnement solaire. Bien que l'exergie d'entrée demeure relativement stable dans une plage élevée (autour de 480–580 W), l'exergie de sortie reste très faible, avec des pics ne dépassant pas 30 W et des rendements exergetique globaux inférieurs à 6 %. Cette faible performance traduit une conversion exergetique insuffisante, reflétant une dissipation importante d'énergie sous forme de pertes thermiques non valorisées.

Les résultats révèlent plusieurs dysfonctionnements critiques du système :

- **Fort déséquilibre entre l'exergie d'entrée et celle valorisée** en sortie, mettant en cause une mauvaise efficacité de transfert thermique à l'intérieur du capteur ;
- **Chute du rendement exergetique aux fortes irradiances**, suggérant une saturation thermique du capteur ou un régime de fonctionnement dépassant sa capacité optimale ;
- **Effet d'inertie thermique non maîtrisé**, avec une probable accumulation de chaleur qui n'est pas transmise efficacement au fluide caloporteur ;
- **Possibilité de pertes exergetique par convection et rayonnement**, amplifiées par une conception peu optimisée sur le plan isolant ou géométrique.

Comme recommandations, et pour corriger ces limites et améliorer l'efficacité globale du système, les recommandations suivantes sont proposées :

1. Optimisation du débit du fluide caloporteur : par l'Ajustement dynamiquement du débit en fonction de l'irradiance pour éviter la surchauffe et Intégration d'un système de contrôle adaptatif intelligent basé sur des capteurs en temps réel.
2. Amélioration de la conception thermique du capteur : Renforcer l'isolation thermique (notamment sur les côtés et l'arrière) pour limiter les pertes et d'utiliser des absorbeurs sélectifs à faible émissivité et haute absorptivité.

CONCLUSION

3. Intégration de matériaux à changement de phase (MCP) : Incorporer des MCP dans le capteur ou le réservoir pour stocker l'excès d'énergie thermique et lisser les pics de température.
4. Analyse exergétique couplée à une analyse entropique : Réaliser une analyse de génération d'entropie pour localiser précisément les sources de pertes irréversibles dans le système.
5. Refonte géométrique du capteur : Étudier l'impact de la géométrie des canaux, de la surface d'échange et du vitrage sur la captation et la conservation de l'énergie.
6. Utilisation de nanofluides : Explorer l'utilisation de nanofluides thermiquement améliorés pour augmenter la conductivité thermique du fluide caloporteur.

Références Bibliographiques

- [1] D. BOUZIANE.R, «Conception et réalisation d'un suiveur solaire bi-axial a base de capteurs de lumière,» univ-ouargla, ouargla, 2016.
- [2] Y. JANNOT, Thermique solaire, janvier 2007, p. 86.
- [3] A. Ricaude, Gisement solaire et transfert énergétique, jan 2011, p. 79.
- [4] HAOUARA.I., «généralités sur le transfert de chaleur,» 2020.
- [5] Y. F. j. E. Ana-Maria Bianchi, Transferts thermiques, P. p. e. u. romandes, Éd., 2004, p. 550.
- S[6] Michael J. Moran et Howard N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, vol. 14 chapter, p. 847.
- [7] chapitre 3 : capteurs solaires plans,
<http://www.foad.uadb.edu.sn/mod/book/tool/print/index.php?id=2429..>
- [8] Riad BENELMIR , André LALLEMAND , Michel FEIDT, «analyse exergetique,» [En ligne]. Available: <https://fr.scribd.com/document/394534734/extrait-42216210>. [Accès le 26 avril 2025].
- [9] Pathak, S. K., Tyagi, V. V., Chopra, K., Kalidasan, B., Pandey, A. K., Goel, V., Saxena, A., & Ma, Z. (2023). Energy, exergy, economic and environmental analyses of solar air heating systems with and without thermal energy storage for sustainable development: A systematic review. *Journal of Energy Storage*, 59, 106521. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106521>
- [10] Vahidinia, F., & Khorasanizadeh, H. (2024). Comparative energy, exergy and entropy generation study of a minichannel and a conventional solar flat plate collectors. *Energy*, 304, 132232. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132232>
- [11] Abdelkader, T. K., Zhang, Y., Gaballah, E. S., Wang, S., Wan, Q., & Fan, Q. (2020). Energy and exergy analysis of a flat-plate solar air heater coated with carbon nanotubes and cupric oxide nanoparticles embedded in black paint. *Journal of Cleaner Production*, 250, 119501. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119501>
- [12] Alawi, O. A., Kamar, H. M., Mallah, A. R., Mohammed, H. A., Kazi, S. N., Che Sidik, N. A., & Najafi, G. (2021). Nanofluids for flat plate solar collectors: Fundamentals and applications. *Journal of Cleaner Production*, 291, 125725. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125725>

- [13] Ajeena, A. M., Farkas, I., & Víg, P. (2024). Energy and exergy assessment of a flat plate solar thermal collector by examine silicon carbide nanofluid: An experimental study for sustainable energy. *Applied Thermal Engineering*, 236(Part D), 121844. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121844>
- [14] Alfellag, M. A., Kamar, H. M., Abidin, U., Kazi, S. N., Alawi, O. A., Muhsan, A. S., Che Sidik, N. A., Shaikh, K., & Khan, W. A. (2024). Green synthesized clove-treated carbon nanotubes/titanium dioxide hybrid nanofluids for enhancing flat-plate solar collector performance. *Applied Thermal Engineering*, 246, 122982. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122982>
- [15] Venkatesh, R., Logesh, K., Kumar, R., Singh, S., Singh, P. K., Maruthy Vijay, S. N. S., Soudagar, M. E. M., Alharbi, S. A., & Al Obaid, S. (2025). Thermal and exergy analysis of solar air heater enhanced with sodium carbonate decahydrate and magnesium sulfate heptahydrate PCM: Performance evaluation. *Applied Thermal Engineering*, 258(Part A), 124556. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124556>
- [16] Mukherjee, S., Shah, D., Chaudhuri, P., & Mishra, P. C. (2025). Exergy, economic, and environmental impact of a flat plate solar collector with $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO}$ /water hybrid nanofluid: Experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 266, 125640. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125640>
- [17] Baharloui, S., Peiravi, M. M., & Gorji Bandpy, M. (2025). Thermal optimization and exergy efficiency of two new parabolic solar collectors using response surface methodology. *Results in Chemistry*, 13, 101984. <https://doi.org/10.1016/j.rechem.2024.101984>
- [18] Koholé, Y. W., Fohagui, F. C. V., & Tchuen, G. (2022). Flat-plate solar collector thermal performance assessment via energy, exergy and irreversibility analysis. *Energy Conversion and Management: X*, 15, 100247. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2022.100247>
- [19] Y.Bounazou. 2024. Étude et réalisation d'un capteur solaire thermique muni d'un système de stockage, Mémoire Master: Université de Bordj-Bou-Arréridj. 124P