



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR Année 2008
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de MAGISTER

Etude et amélioration du rendement de la conversion photothermique du capteur solaire

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Par

BOURAGBI Lakhdar

DIRECTEUR DE MEMOIRE : Mr. A. OTMANI M.Conf Université d'Annaba

DEVANT LE JURY

PRESIDENT :	Mr Bachir MERZOUG	Prof	Université de Annaba
RAPPORTEUR :	Mr Abbès OTMANI	M.Conf	Université de Annaba
EXAMINATEURS :	Mr Abdessatar EL AKRMI	Prof	Université de Annaba
	Mr Abdelouaheb DJEMILI	M.Conf	Université de Annaba
	Mr Abdelouaheb BERRATEM	M.Conf	Université de Annaba

Année 2008

ملخص

يهدف هذا العمل إلى دراسة مرد ودية تحويل طاقة الإشعاعات الشمسية إلى طاقة حرارية وذلك في المجمعات الشمسية المستوية و المستعملة في التجهيزات الشمسية لتسخين المياه الصحية.

لبلوغ هدفنا، درسنا مبدأ تحويل الطاقة الشمسية كما درسنا أيضا الخصائص الأساسية للمجمع الشمسي المستوي، ثم بينا أهم المتغيرات التي لها تأثير على المرد ودية العامة للمجمع (الميل، صبيب السائل، عدد الألواح الزجاجية، الاحتباس الحراري، الفراغ بين المص و الزجاج، و الانتقائية). في النهاية قمنا بالتحليل المتاحي للمنظومة الشاملة (شمس + مجمع شمسي + محيط) و عن طريق المرد ودية المتاحة المثلى تحصلنا على رابطة بين المرد ودية الحرارية، الصبيب و حرارة السائل عند مخرج المجمع.

قصد تسهيل هذا العمل حضرنا برنامجا لحساب أهم خصائص و متغيرات المجمع و الإضاءة الشمسية الإجمالية على الأرض.

الكلمات الأساسية: الحرارة الشمسية/ الحرارة الفوتونية/ الطاقة الشمسية/ مجمع شمسي مستوي/ سخان الماء الشمسي/ المص/ الاحتباس الحراري/ الانتقائية/ التحليل المتاحي/ الإضاءة الشمسية الجمالية .

Abstract:

The objective of this work consists in studying in mode permanent the output of the photothermic conversion of the solar energy of a flat-plate solar collector used in the installations solar with domestic hot water.

To achieve our goal one studied the solar energy transformation thus the characteristics of a plane solar collector then one to show the principal parameters which influences the total output of the sensor (slope, flow of the fluid, numbers of glaze, effect of greenhouse, vacuum between absorber and glaze, and the selectivity), at the end we made an exergetic analysis global of the super-system (Sun + Collector + Environnement) and has through the exergetic optimization of the output we are obtaining a connection between the thermal efficiency, the flow and the temperature of the fluid has the output.

In order to facilitate this work we developed software to calcul the principal parameters and characteristic of this collector and the global solar energy on the earth

Keywords: Thermics solar / Photothermic / solar energy / Flat-plate collector solar / solar heating water/ absorber / effect of greenhouse / selectivity / analyzes exergetic / global solar Eclairment.

Résumé

L'objectif du présent travail consiste à étudier en régime permanent le rendement de la conversion photothermique de l'énergie solaire d'un capteur solaire plan utilisé dans les installations solaire à eau chaude sanitaire.

Pour atteindre notre objectif on a étudié la conversion de l'énergie solaire ainsi les caractéristiques d'un capteur solaire plan puis on a montré les principaux paramètres qui influent sur le rendement global du capteur (inclinaison, débit du fluide, nombre des vitres, effet de serre, vide entre absorbeur et vitre, et la sélectivité), à la fin on a fait une analyse exergétique global du super-système (Soleil + Capteur + Environnement) et à travers l'optimisation du rendement exergétique on a obtenu une liaison entre le rendement thermique, le débit et la température du fluide à la sortie.

Afin de faciliter ce travail on a développé un logiciel de calcul des principaux paramètres et caractéristiques de ce capteur et l'éclairement solaire global au sol.

Mots clés : Thermique solaire / Photothermique/ énergie solaire/ capteur solaire plan/ chauffe eau solaire / absorbeur/ effet de serre/ sélectivité/ analyse exergétique/ Eclairement solaire global.

Dédicaces

Je dédie les fruits de ce modeste travail :

- A la mémoire de mon très cher père que dieu leur accueille dans son vaste paradis
- A ma chère mère
- A ma chère femme
- A mes deux beaux enfants Hadjer et Djaseme abdennor.
- A mes toutes mes sœurs et à tous mes frères et leurs enfants
- A toutes qui mon aider de près ou de loin
- A tous mes amies
- Aux lecteurs de ce mémoire

Remerciement


Je remercie Dieux qui ma aider à faire ce travail avec l'aide et l'encouragement de :


Mr A. OTMANI M.C mon promoteur que je le remercie pour son aide et son intérêt qu'il a su partagé avec moi, il ma bénéficié de son expérience et ces précieux conseils pour réaliser ce mémoire.


Mr A. BOUCLAGHEM. Informaticien de son aider pour et ces conseils pour l'élaboration du logiciel de calcul.

J'exprime mes profonds remerciements et tous mes respects à **Mr. B.MERZOUG Pr**, au département de mécanique, pour avoir bien voulu accepter de présider le jury.

Mes profonds remerciements aux enseignants :

 **Mr A. EL AKRMI Pr** au d'épatement de physique

 **Mr A. DJEMILI M.C** au d'épatement de mécanique

 **Mr A. BERRATEM M.C** au d'épatement d'électromécanique

D'avoir accepter d'examiner ce mémoire et d'être membre du jury.

Je tiens également a remercie l'ensemble des enseignants du département de mécanique, ainsi que tous mes collègues du groupe énergétique.

Liste des tableaux

N°	Titre	Page
2.1	<i>Notations utilisée pour des bilans énergétiques solaires</i>	24
2.2	<i>Données du capteur</i>	48
2.3	<i>Formules et propriétés de l'air a T_{moy}</i>	49
2.4	<i>Coefficient des pertes global</i>	51
2.5	<i>Coefficient de pertes global en fonction du nombre des vitres</i>	52
2.6	<i>Rendement de l'ailette</i>	53
2.7	<i>Formules et propriétés de l'eau a T_{film}</i>	54
2.8	<i>Coefficient d'efficacité de l'absorbeur circulation naturelle</i>	54
2.9	<i>Coefficient d'efficacité de l'absorbeur circulation forcée</i>	55
2.10	<i>Facteur de conductance F_R et mode de circulation du fluide</i>	55
2.11	<i>Rendement radiatif et rendement global (thermique)</i>	56
2.12	<i>Température de l'absorbeur T_{pm} de l'itération suivante</i>	56
2.13	<i>Erreur de la première itération</i>	57
2.14	<i>Résultats des calculs par le logiciel</i>	57
3.1	<i>Comportement de l'effet de serre avec un absorbeur grise diffuse et noir</i>	71
3.2	<i>Erreur de la formule simplifiée</i>	76
3.3	<i>Les coefficients k_i en fonction de λ_c</i>	78
3.4	<i>Variation de k_i en fonction de la température T_p et pour $\lambda_c = 2.5\mu m$</i>	78
3.5	<i>Coefficient des pertes global pour un capteur à vide</i>	86
3.6	<i>Paramètre énergétique et exergetique</i>	92
3.7	<i>Caractéristiques physique du capteur solaire plan d'essais</i>	93
3.8	<i>Calcul des paramètres exergetiques et énergétiques (model réel)</i>	94
3.9	<i>Exergies et rendement exergetique</i>	97
3.10	<i>Calcul des paramètres optimum</i>	100

Liste des figures

N°	Titres	Page
1.1	<i>Capteurs solaire concentrateurs</i>	6
1.2	<i>La cloche du jardinier</i>	6
1.3	<i>Capteur à air</i>	6
1.4	<i>Capteur a air utilisé en climatisation " Mur Trombe- Michel "</i>	7
1.5	<i>Distillateur solaire</i>	7
1.6	<i>Chauffage d'une piscine a l'aide d'un capteur sans vitrage</i>	8
1.7	<i>Tour solaire</i>	8
1.8	<i>Capteur plan avec couverture "Double vitrage "</i>	9
1.9	<i>Capteur couplé avec un ballon d'eau chaude "Chauffe-eau solaire"</i>	10
1.10	<i>Capteur plan couplé un cycle de Rankine " Moteur solaire "</i>	11
1.11	<i>Capteur stockeur</i>	11
1.12	<i>Etang solaire</i>	12
1.13	<i>Capteur solaire à tube sous vide</i>	13
1.14	<i>Capteur a tube sous vide avec concentration</i>	13
1.15	<i>Capteur cylidroparabolique nord-sud mobile autour d'un axe</i>	14
1.16	<i>Capteur COSS (a chaudière mobile)</i>	14
1.17	<i>Capteur a concentration deux axes</i>	15
2.1	<i>Spectre des ondes électromagnétiques</i>	19
2.2	<i>Réception du rayonnement par un corps</i>	20
2.3	<i>Courbe d'émittance d'un corps noir à 100°C et à 5780 K</i>	21
2.4	<i>Distribution spectrale de l'énergie solaire hors atmosphère</i>	22
2.5	<i>Distribution spectrale de l'énergie solaire hors atmosphère</i>	22
2.6	<i>Constante solaire en fonction des jours de l'année</i>	23
2.7	<i>Energie solaire reçu par la surface du capteur</i>	24
2.8	<i>Schéma représentatif de l'orientation d'un capteur solaire plan</i>	25
2.9	<i>Schéma représentatif de l'azimut et la hauteur solaire</i>	25
2.10	<i>Eclairement solaire en fonction de l'heure</i>	30
2.11	<i>Schéma de principe d'un capteur solaire plan</i>	30
2.12	<i>Schéma représentatif du bilan thermique d'un capteur solaire plan</i>	31
2.13	<i>Schématisation du flux convectifs dans un capteur solaire plan</i>	34
2.14	<i>Coupe longitudinale d'un absorbeur</i>	37
2.15	<i>Schéma en coupe de l'absorbeur</i>	37
2.16	<i>Schéma du bilan thermique d'un morceau d'ailette</i>	38
2.17	<i>Installation d'un capteur solaire avec pompe Circulation forcée</i>	42
2.18	<i>Convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre</i>	49
2.19	<i>Coefficient global de pertes de chaleur en fonction du nombre de couvertures</i>	52
2.20	<i>Organigramme de calcul du bilan énergétique au sol sur une surface d'orientation quelconque</i>	58
2.21	<i>Organigramme de calcul du bilan énergétique au sol sur une surface d'orientation quelconque</i>	59
2.22	<i>Fenêtre principal du logiciel</i>	60
2.23	<i>Fenêtre du bilan radiatif instantané appartient au menu du bilan radiatif</i>	60
2.24	<i>Fenêtre du bilan radiatif journalier appartient au menu du bilan radiatif</i>	61
2.25	<i>Fenêtre des paramètres principaux du capteur</i>	62

N°	Désignations	Page
3.1	<i>Influence de l'inclinaison sur l'éclairement solaire globale</i>	65
3.2	<i>Influence de l'inclinaison sur le rendement global</i>	66
3.3	<i>Rendement et température du fluide à la sortie du capteur en fonction du débit</i>	66
3.4	<i>Principe de l'effet de serre.</i>	67
3.5	<i>Coefficient de transmission d'une lame de verre</i>	68
3.6	<i>Comparaison de deux couvertures faiblement transmissives dans l'infrarouge</i>	68
3.7	<i>Rendement radiatifs en fonction du nombre de vitre</i>	72
3.8.1	<i>Rendement radiatifs en fonction du nombre de vitre et l'éclairement solaire</i>	73
3.8.2	<i>Variation du rendement et coefficient de perte global en fonction de la distance entre absorbeur et vitre</i>	73
3.9	<i>Emittance d'un corps noir et longueur d'onde de coupure $\lambda_c \approx 2.5\mu m$</i>	74
3.10	<i>Réflectivité monochromatique d'un absorbeur réel surface en chrome noir</i>	77
3.11	<i>Modélisation d'un absorbeur sélectif proposé par Pasquet et Papini</i>	77
3.12	<i>Coefficient d'efficacité k_i à des températures fixe et en fonction de λ_c</i>	78
3.13	<i>Coefficient d'efficacité de la surface sélective de l'absorbeur en fonction de sa température</i>	79
3.14	<i>Rendement radiatif et facteur de sélectivité à différentes températures de fonctionnement T_p</i>	82
3.15	<i>Coupe d'un tube évacué</i>	85
3.16	<i>Cycle de Carnot dans un digramme (T, S)</i>	87
3.17	<i>Transfert de chaleur du niveau de température haut vers le niveau bas est accompagné d'une consommation d'exergie et création d'entropie</i>	89
3.18	<i>Profils de température dans un capteur non isotherme</i>	89
3.19	<i>Flux d'énergie, d'entropie et d'exergie dans un capteur solaire plan</i>	90
3.20	<i>Comparaison entre les paramètres énergétiques et exergétique</i>	93
3.21	<i>Comparaison entre les paramètres énergétiques et exergétique</i>	94
3.22	<i>Courbes montre les différences entre les exergies en fonction du l'heure du jour.</i>	97
3.23	<i>Température de sortie optimale pour un capteur fournissant un maximum d'exergie (A une température d'entrée égale à celle de l'ambient)</i>	100
3.24	<i>Débit adimensionnelle optimale pour un capteur fournissant un maximum d'exergie (A une température d'entrée égale à celle de l'ambient)</i>	101
3.25	<i>Comparaison des rendements énergétiques et exergétique</i>	103

Liste des symboles

Symboles	Désignations
	Chapitre I
E_n	Energie nucléaire (<i>Joul</i>)
m_e	Masse transformé en énergie (<i>Kg</i>)
C_L	Vitesse de la lumière (<i>m/s</i>)
	Chapitre II
λ	Langueur d'onde (μm)
λ_M	Langueur d'onde correspond à l'émission maximale (μm)
M	Emittance énergétique total (W/m^2)
$M_{\lambda T}$	Emittance monochromatique d'un corps à la température T (W/m^2)
ϕ_λ	Flux d'énergie d'un rayon incident (W/m^2)
$\rho_{\lambda T}$	Coefficient de réflexion monochromatique d'un corps la température T
$\alpha_{\lambda T}$	Coefficient d'absorption monochromatique d'un corps la température T
$\tau_{\lambda T}$	Coefficient de transmission monochromatique d'un corps la température T
ρ_T	Coefficient de réflexion total d'un corps la température T
α_T	Coefficient d'absorption total d'un corps la température T
τ_T	Coefficient de transmission total d'un corps la température T
σ	Constante de Stephan-Boltzmann
ε_T	Emissivité (d'un corps noirs)
$\varepsilon_{\lambda T}$	Emissivité monochromatique d'un corps la température T
E_{sol}	Constante solaire (hors atmosphère) (W/m^2)
j	le numéro d'ordre du jour de l'année (<i>Jour</i>)
G	Irradiation solaire global (W/m^2 <i>durée</i>)
S	Irradiation solaire direct (W/m^2 <i>durée</i>)
D	Irradiation solaire diffuse (W/m^2 <i>durée</i>)
G^*	Eclairement solaire global (W/m^2)
S^*	Eclairement solaire direct (W/m^2)
D^*	Eclairement solaire diffuse (W/m^2)
I^*	Flux solaire reçu r une surface perpendiculaire au rayon solaire (W/m^2)
C_i	Coefficient d'incidence
θ	Angle d'orientation (sur un plan horizontal au sol) (<i>Deg</i>)
φ	Angle d'inclinaison du capteur (<i>Deg</i>)
h	Hauteur solaire (<i>Deg</i>)
a	L'azimute (<i>Deg</i>)
δ	Déclinaison (<i>Deg</i>)
Lt	La latitude (<i>Deg</i>)
$Long$	La longitude (<i>Deg</i>)
Ah	Angle horaire (<i>Deg</i>)
T_{vs}	Temps solaire vrai (<i>heure</i>)
T_{sm}	Temps solaire moyen (<i>heure</i>)
ET	Equation du temps (Ecart) (<i>Min</i>)
T_u	Temps universel
T_{lf}	Temps légal fixe (<i>heure</i>)
T_{SVLev}	Temps de levé soleil (<i>heure</i>)
T_{SVCech}	Temps de couché soleil (<i>heure</i>)
D_{insol}	Durée d'insolation (<i>heure</i>)
P_{atm}	Pression atmosphérique (<i>atm</i>)

Symbole	Désignation
P_{vs}	Pression de vapeur saturante (<i>atm</i>)
T_a	Température ambiante ($^{\circ}C$)
m	Masse d'air optique relative
E_R	Epaisseur optique de Rayleigh
T_L	Facteur de trouble de Linke
B	Coefficient de trouble atmosphérique
T_{fe}	Température du fluide a l'entrée de l'absorbeur ($^{\circ}C$)
T_{fs}	Température du fluide a la sortie de l'absorbeur ($^{\circ}C$)
T_E	Température de l'environnement équivalent équivalent à celle d'un corps noir ($^{\circ}C$)
Q_s	Flux solaire absorbé (W/m^2)
Q_u	Flux utile transmis au fluide caloporteur (W/m^2)
Q_p	Flux perdu Vers le milieu extérieur (W/m^2)
Q_{st}	Flux stocké dans le capteur (W/m^2)
α_{ps}	Facteur d'absorption de la plaque absorbante pour le spectre solaire
α_{pE}	Facteur d'absorption de la paroi absorbante pour le spectre d'un corps noir a T_E
τ_{cs}	Facteur de transmission de la couverture pour le spectre solaire
\dot{m}	Débit massique du fluide caloporteur (Kg/sec)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante ($KJ/Kg. ^{\circ}C$)
A	Surface de la plaque absorbante (m^2)
P_c	Déperditions thermique du capteur par convection et conduction (W/m^2)
h_c	Coefficient de perte par conduction/convection du capteur ($W/m^2 \text{ }^{\circ}K$)
T_{pm}	Température moyenne de la paroi absorbante. ($^{\circ}C$)
ε_p	Emissivité globale hémisphérique de l'absorbeur. ($W/m^2 \text{ }^{\circ}K$)
U	Coefficient global de perte du capteur ($W/m^2 \text{ }^{\circ}K$)
η	Rendement global
η_{en}	Rendement énergétique (thermique)
η_R	Rendement optique (radiatif) (W/m^2)
Q_{pAV}	Pertes thermiques par l'avant ou le haut (W/m^2)
Q_{pAR}	Pertes thermiques par l'arrière ou le bas (W/m^2)
Q_{cpc}	Flux échangé par convection-conduction entre la paroi absorbante et la couverture (W/m^2)
Q_{rpc}	Flux échangé par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture (W/m^2)
Q_{cca}	Flux échangé par convection entre la couverture et l'air du milieu extérieur (W/m^2)
Q_{rca}	Flux échangé par rayonnement entre la couverture et milieu extérieur (W/m^2)
h_{cpc}	Coefficient de transfert de chaleur par convection et conduction paroi /couverture ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
h_{rpc}	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre paroi et couverture ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
h_{cca}	Coefficient de transfert de chaleur par convection entre couverture et ambiant ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
α_{pi}	Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR
α_{ci}	Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR
h_{vent}	Coefficient de convection ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
u_{vent}	Vitesse du vent (m/Sec)
h_{rca}	Coefficient d'échangé par rayonnement entre la couverture et l'ambiant ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
e_i	Epaisseur de l'isolant (m)
λ_i	Conductivité thermique de l'isolant ($W/m \text{ }^{\circ}C$)
h_{pAV}	Coefficient global de perte vers l'avant ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
h_{pAR}	Coefficient global de perte vers l'arrière ($W/m^2 \text{ }^{\circ}C$)
l	Distance entre deux tubes de l'absorbeur. (m)

Symboles	Désignations
D_i	Diamètre intérieur du tube (m)
D_e	Diamètre extérieur du tube (m)
T_t	Température de la surface du tube (Points d'assemblage avec l'ailette) ($^{\circ}C$)
ω	Période
F	Rendement de l'ailette
Q_{pltb}	Flux transféré de l'ailette au tube (W/m^2)
Q_{u1tb}	Puissance utile pour tube ($W/m^2^{\circ}C$)
\hat{F}	Facteur d'efficacité de l'absorbeur
n	Nombre des tubes de l'absorbeur (<i>Tube</i>)
L_{tub}	Langueur tube égale langueur capteur (m)
$T_{f moy}$	Température moyenne du fluide dans l'absorbeur ($^{\circ}C$)
F_R	Facteur de conductance de l'absorbeur
ρ	Densité du fluide caloporteur (kg/m^3)
H_T	Force de pousser généré par le phénomène du thermosiphon (N)
H_f	Force généré par les pertes de charge (du thermosiphon) (N)
H	Hauteur du capteur formé par son angle d'inclinaison (m)
f	Facteur de frottement
ξ, K_T, K_C	Coefficient des pertes de charge singulière
u_f	Vitesse du fluide dans les tubes de l'absorbeur (m/Sec)
Re	Nombre de Reynolds
ν_f	Viscosité cinématique du fluide (m^2/sec)
\dot{m}_{ftub}	Débit du fluide dans un tube (kg/sec)
G_s^*	Energie qui correspond au rayonnement de seuil (W/m^2)
T_{pl}	Température limite ($^{\circ}C$)
t_m	Temps nécessaire à la mise en température (inertie du capteur) (Sec)
ΔP_{Tot}	Pertes de charge totale (Pa)
ΔP_L	Pertes de charge linéaire (Pa)
ΔP_S	Pertes de charge singulière (Pa)
Nu	Nombre de Nusselt
P_r	Nombre de Prandtl
Gr	Nombre de Grachauff
λ_a	Conductivité thermique de l'air ($W/m^{\circ}C$)
μ	Viscosité dynamique ($kg/sec.m^2$)
h_{pAV0}	Coefficient global d'échange vers l'avant pour un capteur sans couverture ($W/m^2^{\circ}C$)
h_{pAV0}	Coefficient global d'échange de chaleur vers l'arrière pour un capteur sans couverture ($W/m^2^{\circ}C$)
r et C	Constantes de la formule coefficient global d'échange pour un capteur à multi couverture
N	Nombre des couvertures transparentes (Vitres)
T_{fluid}, T_f	Température du fluide dans l'absorbeur ($^{\circ}C$)
T_{tub}, T_t	Température de la paroi du tube ($^{\circ}C$)
μ_p	Viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi du tube ($kg/sec.m^2$)
$T_{f moy}$	Température moyenne du fluide ($^{\circ}C$)
T_{film}	Température du filme du fluide ($^{\circ}C$)
h_i	Coefficient de convection fluide paroi du tube de l'absorbeur ($W/m^2^{\circ}C$)
$T_{pm(0)}$	Température moyenne de la paroi absorbante (initial imposé) ($^{\circ}C$)
$T_{pm(i)}$	Température moyenne i ème itération de la paroi absorbante ($^{\circ}C$)

Symboles	Désignations
	Chapitre III
$\Delta\lambda_{IR}$	Définit l'intervalle de longueur d'onde de l'infrarouge (μm)
E_E	Energie émit par l'environnement équivalent à un corps noir à T_E (W/m^2)
E_C	Energie émit sous forme des rayons IR sur les deux faces de la vitre. (W/m^2)
E_p	Energie émet par l'absorbeur sous forme des rayons IR (W/m^2)
T_c	Température de la couverture (pour l'effet de serre) ($^{\circ}C$)
Q_{URS}	Chaleur cédée par conduction-convection au fluide (Pour effet de serre) (W/m^2)
ε_p	Emissivité total de paroi absorbante
T_p	Température de l'absorbeur (pour l'effet de serre) ($^{\circ}C$)
η_{RS}	Rendement radiatif correspond à l'effet de serre
Q_{URSN}	Energie utile généré par l'effet de serre multiple (W/m^2)
Γ_N	Facteur de réduction pour l'effet de serre
η_{RS0}	Rendement sans effet de serre
λ_c	Longueur d'onde de coupure (μm)
T_{pl}	Température limite de d'équilibre radiatif ($^{\circ}C$)
T_{pl0}	Température limite de d'équilibre radiatif sans couverture ($^{\circ}C$)
T_s	Température soleil équivalent à un corps noir qui donne le même spectre solaire ($^{\circ}K$)
A	Coefficient de modélisation représente l'absorptivité monochromatique de l'absorbeur
B	Coefficient de modélisation représente l'émissivité de l'absorbeur
k_p	Coefficient d'efficacité de la surface sélective pour la température de la paroi absorbante
k_E	Coefficient d'efficacité de la surface sélective pour la température de l'environnement
k_S	Coefficient d'efficacité de la surface sélective pour la température équivalent du soleil
s	Facteur de sélectivité
η_R^0	Rendement radiatif d'un corps noir
η_{Rmax}	Rendement radiatif maximal
γ	Coefficient de performance de l'absorbeur (capteur)
λ_{cop}	Longueur d'onde de coupure optimale (μm)
A_{min}	Absorptivité minimal monochromatique de l'absorbeur
dU	Variation de l'énergie interne du système ($Kcal$)
δQ	Variation de la quantité de chaleur du système ($Kcal$)
δW	Variation du travail du système ($Kcal$)
ΔS	Variation de l'entropie ($Kcal/^{\circ}K$)
ΔS_{Total}	Variation total de l'entropie ($Kcal/^{\circ}K$)
W_{max}	Le travail maximal ($Kcal$)
S	L'entropie ($Kcal/^{\circ}K$)
Q_e	Quantité de chaleur fournie au système ($Kcal$)
θ	Facteur de Carnot
Ex	L'exergie ($Kcal$)
H_f	L'enthalpie (W/m^2)
ΔH_f	Variation d'enthalpie du fluide caloporteur à la sortie et l'entrée du capteur (W/m^2)
H_{fs}	Enthalpie du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (W/m^2)
H_{fe}	Enthalpie du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur (W/m^2)
Ex_{sol}	Puissance exergétique du soleil apparente (équivalent à un corps noir à T_s) (W/m^2)
Ex_{fe}	Puissance exergétique du fluide à la sortie du capteur (W/m^2)
Ex_{fs}	Puissance exergétique du fluide à l'entrée du capteur (W/m^2)
Ex_d	Puissance exergétique détruite par le système (capteur) (W/m^2)
\dot{x}_{fe}	Exergie massique du fluide à l'entrée du capteur (W/m^2kg)

Symboles	Désignations
$\check{e}x_{fs}$	Exergie massique du fluide à la sortie du capteur (W/m^2kg)
h	Enthalpie massique (W/m^2kg)
s	Entropie massique ($W/m^2kg^{\circ}K$)
E_c	Energie cinétique (W/m^2kg)
E_p	Energie potentielle (W/m^2kg)
h_{fe}	Enthalpie massique du fluide à l'entrée du capteur (W/m^2kg)
h_{fs}	Enthalpie massique du fluide à la sortie du capteur (W/m^2kg)
ΔEx_f	Variation d'exergie du fluide de l'entrée et la sortie du capteur (Exergie Utile) (W/m^2)
s_{fe}	Entropie massique à l'entrée du capteur ($W/m^2kg^{\circ}k$)
s_{fs}	Entropie massique a la sortie du capteur ($W/m^2kg^{\circ}k$)
Ex_{utile}	Exergie utile (W/m^2)
I	Irréversibilité (W/m^2kg)
$s_{crée}$	Entropie massique créée (par le système) ($W/m^2kg^{\circ}k$)
η_{ex}	Rendement exergetique
θ_p	Température addimentionnelle de la paroi absorbante
θ_{fe}	Température addimentionnelle du fluide à l'entrée du capteur
θ_{fs}	Température addimentionnelle du fluide à la sortie du capteur
θ_s	Température addimentionnelle apparente du soleil
θ_{max}	Température maximal du capteur
M	Nombre du débit massique du fluide
N_s	Nombre de création d'entropie
N_{Exd}	Exergie addimentionnelle détruite
N_{Exsol}	Exergie addimentionnelle fournée par le soleil
N_{Exutil}	Exergie addimentionnelle utile
M_{opt}	Nombre du débit massique optimal du fluide
θ_{fsopt}	Température addimentionnelle optimale du fluide à la sortie du capteur

SOMMAIRE

Résumé.....	I
Dédicace.....	IV
Remerciement.....	V
Liste des tableaux.....	VI
Liste de figures	VII
Nomenclature.....	IX
Sommaire.....	XIV
Introduction	1
Chapitre 1 : Energie et conversion d'énergie.....	4
1.1. Energie et forme d'énergie.....	4
1.2. Energies renouvelable.....	5
1.3. Soleil et énergie solaire.....	6
1.3.1. Toute énergie renouvelable provient du soleil.....	6
1.3.2. Le soleil : description.....	6
1.3.3. Energie solaire.....	6
1.4. Conversion de l'énergie solaire.....	7
1.5. Convertisseurs photothermique de l'énergie solaire.....	7
1.5.1. Capteur solaire suivant leur forme.....	7
1.5.1.1. Les capteurs plans.....	7
1.5.1.2. Les capteurs concentrateurs.....	7
1.5.2. Capteur solaire suivant le niveau de température.....	8
1.5.2.1. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 20 à 50°C.....	8
1.5.2.1.1. La cloche de jardinier	8
1.5.2.1.2. Les capteurs à air.....	8
1.5.2.1.3. Les distillateurs solaires	9
1.5.2.1.4. Les capteurs à eau (sans vitrage)	10
1.5.2.1.5. Tour solaire	10
1.5.2.2. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 50 a 100°C	11
1.5.2.2.1. Les capteurs plans avec couverture	11
1.5.2.2.2. Capteur stockeur	13
1.5.2.2.3. Étangs Solaires	14
1.5.2.3. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 100 à 150°C.....	14
1.5.2.3.1. Les capteurs à tube sous vide	14
1.5.2.3.2. Les capteurs à tube sous vide avec concentration.....	15
1.5.2.4. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 150 à 250°C.....	15
1.5.2.4.1. Capteurs mobiles autour d'un axe	15
1.5.2.4.2. Capteurs fixe (a chaudière mobile).....	16
1.5.2.5. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 250 à 3000°C	17
1.5.2.5.1. Capteurs a concentration deux axes	17
1.5.2.5.2. Capteurs à concentration deux axes " Chaudière fixe "	17

Chapitre 2 : CARACTERISATION d'un capteur solaire plan.....18

2.1. Rayons solaire au sol.....	19
2.1.1. Généralité, définitions.....	19
2.1.1.1. Nature du rayonnement.....	19
2.1.1.2. Emittance énergétique.....	19
2.1.1.3. Absorption, transmission, réflexion.....	19
2.1.1.4. Corps noir et corps gris.....	20
2.1.1.5. Rayonnement du corps noir.....	20
2.1.1.6. Rayonnement du corps non noir.....	21
2.1.1.7. Emissivité ou facteur d'émissivité.....	21
2.1.2. Rayonnement solaire.....	21
2.1.3. Constante solaire.....	23
2.2. Calcul des bilans radiatifs.....	23
2.2.1. Notations.....	23
2.2.2. Eclairage direct.....	24
2.2.2.1. Coefficient d'incidence.....	24
2.2.2.2. Flux reçu.....	28
2.2.3. Eclairage diffus.....	29
2.2.4. Eclairage global.....	29
2.3. Spécification d'un capteur solaire plan.....	30
2.3.1. Hypothèses.....	31
2.3.2. Bilan thermique global de la paroi absorbante.....	31
2.3.2.1. Flux solaire absorbé.....	32
2.3.2.2. Flux utile.....	32
2.3.2.3. Flux perdu.....	32
2.3.2.4. Flux stocké.....	33
2.3.3. Rendement d'un capteur.....	33
2.3.4. Expression du coefficient global des pertes.....	34
2.3.4.1. Pertes thermiques vers l'avant.....	35
2.3.4.2. Pertes thermiques vers l'arrière.....	36
2.3.4.3. Pertes thermiques total.....	36
2.3.5. Calcul du rendement.....	36
2.3.5.1. Profil transversal de la température.....	37
2.3.5.1.1. Rendement de l'ailette.....	39
2.3.5.1.2. Facteur d'efficacité de la plaque absorbante.....	39
2.3.5.2. Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide.....	40
2.3.5.3. Calcul du rendement global.....	41
2.3.5.4. Température moyenne de l'absorbeur.....	41
2.3.6. Mode de circulation du fluide.....	41
2.3.6.1. Installation a thermosiphon (Circulation naturelle).....	42
2.3.6.2. Installation a pompe (Circulation forcée).....	43

2.3.7.	Autres grandeurs caractéristiques.....	43
2.3.7.1.	Rayonnement de seuil	43
2.3.7.2.	Température limite.....	44
2.3.7.3.	Inertie thermique.....	44
2.3.7.4.	Perte de charge.....	45
2.3.8.	Méthode de calcul d'un capteur solaire plan.....	46
2.4.	Calcul des paramètres d'un capteur solaire plan.....	46
2.4.1.	Vitesse de circulation du fluide.....	46
2.4.1.1.	Installation avec pompe (forcée).....	46
2.4.1.2.	Installation a thermosiphon (naturel).....	46
2.4.2.	Calcul des paramètres principaux.....	47
2.4.2.1.	Fixation d'une valeur arbitraire réaliste de $T_{pm(0)}$	47
2.4.2.2.	Calcul de T_{cm}	47
2.4.2.3.	Coefficient global de perte de chaleur U	50
2.4.2.4.	Calcul des F, \dot{F} et η	53
2.4.2.5.	Calcul de T_{pm}	56
2.5.	Conception d'un logiciel de calcul.....	57
2.5.1.	Constitution du programme et langage utilisé	57
2.5.2.	Organigramme	58
2.5.3.	Interface du programme.....	59

Chapitre 3 : Etude du rendement d'un capteur solaire plan..... 64

3.1.	Angle d'inclinaison.....	65
3.1.1.	Intervalle de l'angle d'inclinaison.....	65
3.1.2.	Influence de l'inclinaison sur l'éclairement solaire global.....	65
3.1.3.	Influence de l'inclinaison sur le rendement global du capteur.....	65
3.2.	Débit du fluide caloporteur.....	66
3.3.	Couverture et effet de serre.....	67
3.3.1.	Présentation.....	67
3.3.2.	Effets de serre simple.....	68
3.3.3.	Effets de serre multiple.....	71
3.3.4.	Couverture sans effet de serre.....	73
3.3.5.	Influence de la distance entre absorbeur et couverture.....	73
3.4.	Sélectivité.....	74
3.4.1.	Définitions.....	74
3.4.2.	Le bilan thermique radiatif (capteur sans couverture).....	74
3.4.2.1.	Température limite d'équilibre radiatif.....	74

3.4.2.2.	Rendement de conversion thermique.....	75
3.4.2.3.	Rendement radiatif.....	75
3.4.3.	Sélectivité d'un absorbeur.....	76
3.4.4.	Modélisation des propriétés d'un absorbeur solaire.....	76
3.4.5.	Influence de la sélectivité sur le rendement radiatif	80
3.4.6.	Caractéristique d'une surface sélective.....	80
3.4.6.1.	Optimisation de la longueur d'onde de coupure.....	81
3.4.6.2.	Détermination du facteur de sélectivité.....	81
3.4.6.2.1.	Calcul du facteur de sélectivité.....	81
3.4.6.2.2.	Influence de la sélectivité sur le rendement radiatif.....	82
3.4.6.3.	Choix de l'absorptivité monochromatique.....	82
3.5.	Tubes à vides.....	85
3.5.1.	Calcul de paramètre.....	85
3.6.	Analyse exergetique.....	87
3.6.1.	Introduction.....	87
3.6.2.	Théorie de l'exergie.....	87
3.6.3.	Analyse exergetique d'un capteur solaire plan.....	89
3.6.3.1.	Le bilan énergétique (thermique).....	90
3.6.3.2.	Le bilan exergetique.....	90
3.6.3.3.	Rendement énergétique et rendement exergetique.....	92
3.6.3.4.	Validation du model théorique et réel du capteur	92
3.6.3.4.1.	Model non réel (théorique).....	92
3.6.3.4.2.	Model réel	93
3.6.3.5.	Additionnalisation de l'analyse exergetique.....	94
3.6.3.6.	Optimisation.....	97
3.6.3.6.1.	Relation entre $(\theta_{fs}, \theta_{max})$	100
3.6.3.6.2.	Relation entre (M_{opt}, θ_{max})	101
3.6.3.6.3.	Relation entre $(M_{opt}, \theta_{fsopt})$	102
CONCLUSION.....	104	
Références bibliographiques.....	106	

Introduction

L'énergie est l'un des moteurs du développement des sociétés. La civilisation industrielle s'est bâtie autour de l'exploitation du charbon à la fin XVIIIe siècle, puis du pétrole au milieu du XXe siècle. Après le premier choc pétrolier de 1973. Quelques pays (exemple la France) ont optés pour une nouvelle énergie, Le nucléaire, contrairement aux autres pays du globe. Celle-ci nous dit on s'épuisent vers les années 2050^[9], alors que les menaces sur le climat sont pour une grande part dues à leur utilisation et que la consommation d'énergie ne cesse d'augmenter. Les énergies renouvelables apparaissent dans ce contexte une alternative intéressante pour préserver à la fois le confort des êtres humains et la qualité de l'air (Elles ne produisent pas de gaz à effet de serre qui sont responsables du réchauffement de la terre).

Pour répondre aux besoins humains en énergie les scientifiques comme les gouvernements s'orientent vers le développement et l'exploitation des ressources des énergies renouvelables, au premier rang desquelles l'énergie solaire.

Les principaux avantages qui rendent cette source d'énergie renouvelable très intéressante sont les points suivants:

- Énergie gratuite.
- Disponibilité sur une grande partie du globe (Gisement solaire).
- Absence des risques d'épuisement (au moins à l'échelle humaine).
- Pas de rejets polluants.
- Pas de danger radioactif et déchets encombrants.

L'Algérie suite à sa situation géographique dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie acquise quotidiennement sur une surface horizontale de 1m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/m²/an au nord et 2263 KWh/m²/an au sud du pays^[9]

L'énergie solaire est transmise principalement à la terre au moyen des rayonnements électromagnétiques dont la longueur d'onde approximativement varie de 10⁻⁸ à 10⁻¹⁶ μm (*Spectre électromagnétique du soleil*).

A l'aide des capteurs solaires, l'énergie des rayons solaires peut être captée et transformée directement en énergie électrique (*Conversion photovoltaïque*) ou en énergie thermique (*Conversion photothermique*). Cette dernière constitue un domaine d'application plus important et plus large par rapport au premier.

Les *convertisseurs photothermiques* de l'énergie solaire peuvent être classés par leurs formes (*Capteur plan et capteur concentrateur*) ou par leurs niveaux de température de fonctionnement qui varient entre 20 et 3000°C.

Dans notre étude on a choisi un capteur solaire plan qui fonctionne dans l'intervalle des températures de 20 à 100°C et utilisé généralement dans les installations des chauffe-eaux sanitaires et la climatisation. Parmi les avantages de ce choix dans notre pays on cite:

- Le gisement solaire est important dans tout le territoire national.
- Diminuer un peu les frais d'énergie (Gaz et électricité) pour les familles algériennes.
- Disponibilité des matériaux de construction.
- Les techniques de fabrication ne sont pas très difficiles.
- Le coût n'est pas très élevé par rapport au gain annuel.
- Le marché algérien dans ce domaine est presque vide.

Les principaux paramètres qui ont une influence sur le rendement des capteurs solaires plans sont : l'isolation, la circulation du fluide (Naturelle ou avec pompe), l'emplacement et l'inclinaison, le vitrage et l'effet de serre, la forme de la plaque absorbante, la peinture ou la couche qui se dépose sur la face exposée aux rayonnements solaires de l'absorbeur.

ENERGIE ET CONVERSION D'ENERGIE

1.1. Energie et forme d'énergies

1.2. Energies renouvelable

1.3. Energie solaire

- 1.3.1. Toute énergie renouvelable provient du soleil...
- 1.3.2. Le soleil : description
- 1.3.3. Energie solaire

1.4. Conversion de l'énergie solaire

1.5. Convertisseurs photothermique de l'énergie solaire

- 1.5.1. Capteur solaire suivant leur forme
 - 1.5.1.1. Les capteurs plans
 - 1.5.1.2. Les capteurs concentrateurs
- 1.5.2. Capteur solaire suivant le niveau de température
 - 1.5.2.1. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 20 à 50°C
 - 1.5.2.1.1. La cloche de jardinier
 - 1.5.2.1.2. Les capteurs à air
 - 1.5.2.1.3. Les distillateurs solaires
 - 1.5.2.1.4. Les capteurs à eau (sans vitrage)
 - 1.5.2.1.5. Tour solaire
 - 1.5.2.2. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 50 a 100°C
 - 1.5.2.2.1. Les capteurs plans avec couverture
 - 1.5.2.2.2. Capteur stockeur
 - 1.5.2.2.3. Étangs Solaires
 - 1.5.2.3. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 100 à 150°C
 - 1.5.2.3.1. Les capteurs à tube sous vide
 - 1.5.2.3.2. Les capteurs à tube sous vide avec concentration
 - 1.5.2.4. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 150 à 250°C
 - 1.5.2.4.1. Capteurs mobiles autour d'un axe
 - 1.5.2.4.2. Capteurs fixe (a chaudière mobile)
 - 1.5.2.5. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 250 à 3000°C
 - 1.5.2.5.1. Capteurs a concentration deux axes
 - 1.5.2.5.2. Capteurs à concentration deux axes `` Chaudière fixe ``

ENERGIE ET CONVERSION D'ENERGIE

1.6. Energie et forme d'énergie ^[E1]

Énergie, capacité d'un système à produire un travail. L'énergie est l'un des quatre concepts prédéfinis de la physique, avec la matière, l'espace et le temps. L'énergie totale d'un système isolé demeure constante, lorsqu'il y a des transformations au niveau du système elle se manifeste sous différentes formes et peut passer d'une forme à une autre, ou se décomposer en plusieurs formes.

L'énergie existe sous de multiples formes, notamment mécanique, thermique, chimique, électrique, rayonnante et nucléaire.

1) *Energie mécanique*

L'énergie mécanique d'un corps se répartit entre son énergie cinétique, lorsqu'il est en mouvement, et son énergie potentielle, que lui vaut à tout moment sa position dans un champ de force.

2) *Energie chimique*

La matière peut également renfermer de l'énergie chimique, libérée lors de réactions exothermiques. Un morceau de magnésium, par exemple, relâche son énergie chimique potentielle sous forme de chaleur et de lumière lors de sa combustion dans l'oxygène

3) *Energie électrique*

Du point de vue microscopique, l'énergie électrique provient du mouvement des électrons dans le milieu conducteur, donc de leur énergie cinétique. Par exemple dans le principe de la pile électrique, une énergie potentielle chimique est convertie en mouvement d'électrons, c'est-à-dire en courant électrique. L'énergie électrique obtenue peut elle-même être transformée en mouvement ou en travail dans les moteurs et les appareils électriques.

4) *Energie rayonnante*

Un rayonnement électromagnétique, pour sa part, possède une énergie qui dépend de sa longueur d'onde et de sa fréquence. Du point de vue quantique, cette énergie est la somme de l'énergie des photons qui constituent ce rayonnement. Cette énergie est impliquée dans de nombreuses transformations : elle est emmagasinée par la matière lorsque celle-ci absorbe un rayonnement, et peut être restituée à l'environnement sous forme de lumière ou de chaleur.

5) *Energie thermique*

La chaleur est la forme d'énergie la plus commune. Elle consiste en un mouvement désordonné de molécules et d'atomes, appelé agitation thermique. Elle est omniprésente

dans les transformations d'énergie, dont elle constitue souvent un déchet inutilisable. Dans les appareils mécaniques, par exemple, on ne peut éviter la conversion d'un certain pourcentage d'énergie en chaleur de friction dans les pièces. C'est cette détérioration de la « qualité » de l'énergie au cours de ses multiples transformations qui est exprimée dans le principe d'entropie.

6) *Energie nucléaire*

La théorie de la relativité d'Einstein permet de démontrer que la matière peut se transformer en énergie et inversement : c'est le principe d'équivalence masse-énergie. Cette équivalence est à la base des réactions nucléaires de fission et de fusion. Dans la fission, un noyau atomique se sépare en deux noyaux dont la masse totale est inférieure à la masse du noyau initial. Le défaut de masse est transformé en énergie, qui est libérée sous forme d'énergie cinétique des fragments et de rayons gamma.

1.7. **Energies renouvelables**

Les énergies renouvelables peuvent être considérées comme inépuisables parce qu'elles proviennent des phénomènes naturels qui se reproduisent régulièrement. Elles utilisent alors des flux d'énergies d'origine naturelle (soleil, vent, eau, croissance végétale, géothermie...). Elles constituent donc une alternative aux énergies fossiles (Energies non renouvelables : pétrole, charbon...etc.) à plusieurs titres : elles sont inépuisables ; elles autorisent une production décentralisée adaptée à la fois aux ressources et aux besoins locaux ; elles préservent l'environnement car elles n'émettent pas de gaz à effet de serre, ne produisent pas de déchets et n'entraînent ni risques majeurs, ni nuisances locales significatives.

Les sources des énergies renouvelables les plus connues actuellement sont :

1) *L'énergie solaire*

L'**énergie solaire** est l'énergie émise par le soleil sous forme d'ondes électromagnétiques (principalement entre 0,3 et 3 micromètres) ou toute autre énergie obtenue par captage du rayonnement solaire.

2) *L'énergie géothermique*

C'est l'énergie extraite à partir des eaux chaudes, de la vapeur ou de la chaleur présente dans certaines parties de la terre à fort degré géothermique. On distingue les gisements géothermiques suivant leur profondeur et leur température.

3) *Energie de la biomasse*

Produite par combustion, ou à partir des transformations énergétiques basés sur un processus vivant et par extension, les techniques produisant de l'énergie à partir du vivant.

4) *L'énergie éolienne (Energie du vent)*

C'est l'utilisation de l'énergie du vent.

Une éolienne est un moteur actionné par le vent.

Un aérogénérateur est un générateur de courant électrique utilisant l'énergie du vent.

5) *L'énergie hydraulique*

L'énergie hydraulique vient d'un potentiel énergétique lié à l'exploitation de la chute d'un cours d'eau ou d'un barrage pour la transformer en énergie électrique à l'aide de turbines

hydrauliques.

6) *L'énergie marémotrice*

L'énergie marémotrice (énergie des marées ; houille bleue) peut être récupérée en exploitant le potentiel énergétique dû au déplacement vertical d'une masse d'eau à différents niveaux ou à l'énergie cinétique due au courant (courant des marées), provoqué par le flux et le reflux (marée haute et marée basse). L'énergie des marées résulte des forces de gravitation du soleil, de la lune et de la rotation terrestre.

7) *Énergie houlomotrice (Energie des Vagues)*

L'énergie houlomotrice (énergie de la houle) est une source d'énergie d'origine cinétique et potentielle liée au déplacement de la surface de la mer sous l'action de la houle. On peut récupérer une partie de cette énergie par différents dispositifs : flotteurs et radeaux oscillants, cloches à compression ou dépression, etc.

1.8. Soleil et énergie solaire

1.8.1. Toute énergie renouvelable provient du soleil

Toute énergie provient du Soleil, L'énergie éolienne, la force hydraulique et la chaleur sont issues directement du rayonnement solaire. Cela vaut également pour le pétrole, le gaz naturel et le charbon qui peuvent être considérés comme de l'énergie solaire accumulée depuis des millions d'années. Théoriquement, l'énergie solaire rayonnée en une demi-heure pourrait couvrir la totalité des besoins énergétiques mondiaux d'une année. Seule une infime partie est utilisée techniquement aujourd'hui.

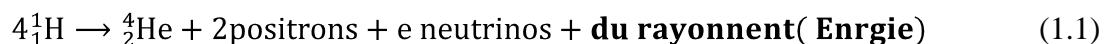
1.8.2. Le soleil : description

Le Soleil est l'étoile la plus proche de la Terre. C'est une sphère gazeuse essentiellement constituée d'hydrogène et d'hélium, d'une densité moyenne de 1.4 et de 700 000 km de rayon. A titre de comparaison, la densité de la terre est de 5.5 et son rayon mesure de 640 km

La masse du soleil représente 99.85 % de la masse totale du système solaire et 330 000 fois la masse de la terre. L'âge du soleil est approximativement de 5 milliards d'années. La température apparente de la surface du soleil a voisine 5 7500 °C.

1.8.3. Energie solaire

Le soleil rayonne et produit son propre énergie à la suite d'une réaction de fusion thermonucléaire comme un gigantesque réacteur nucléaire, L'hydrogène se transforme en hélium et voit sa masse diminuée au cours de cette réaction.



La masse totale du soleil diminue de 4 millions de tonnes à chaque seconde. Cette masse disparue se retrouve sous forme d'énergie selon la loi d'Einstein.

$$E_n = m_e C_L^2 \quad [\text{Joule}] \quad (1.2)$$

Où C est la vitesse de la lumière dans le vide (300 000 000 m/s). Il produit ainsi chaque seconde 36.10^{25} joules soit environ 10^{16} TeP (Tonne équivalent Pétrole). Cette énergie est émise dans tout l'espace sous forme de rayonnement. La terre ne reçoit qu'une très faible part : 16.10^{16} joule chaque seconde soit environ 5 MTeP. Annuellement, cette énergie atteint 160 000 000 MTeP

1.9. Conversion de l'énergie solaire

Le rayonnement solaire peut être converti en trois formes distinctes :

1) *Conversion par photosynthèse* ^[E1]

Photosynthèse, processus par lequel la plupart des végétaux (dont les algues) et certaines bactéries transforment l'énergie lumineuse en énergie chimique (molécules carbonées). Le principe de base de la photosynthèse est de se servir de l'énergie lumineuse pour fabriquer des glucides ($C_m(H_2O)_n$), à partir d'eau et de dioxyde de carbone, avec production d'oxygène (O_2). Cette réaction peut s'écrire sous l'équation simplifiée suivante :



2) *Conversion par photovoltaïque*

L'énergie solaire photovoltaïque est l'énergie des photons dans la lumière transformée directement en électricité grâce à des cellules solaires qui sont fabriqués avec des matériaux semi-conducteurs. Une cellule photovoltaïque (ou photopile) est un dispositif qui transforme l'énergie lumineuse en courant électrique.

3) *Conversion par photothermique*

C'est la conversion de l'énergie rayonnante en énergie thermique (chaleur). L'absorption du rayonnement se fait par le corps par une couche dont l'épaisseur est approximativement de $1 \mu m$. L'énergie photonique ($En = h\nu$) se transforme en agitation moléculaires et dont en chaleur (se propage dans tous le corps) ce qui se traduit dans la plus part du temps par une augmentation de température de ce corps. Cependant, un apport de chaleur peut également provoquer un changement d'état.

1.10. Convertisseurs photothermique de l'énergie solaire (Solaire thermique)

Les convertisseurs photothermique sont des capteurs solaires conçu pour convertir l'énergie des rayonnements solaire capter par une surface que l'appelle surface absorbante en énergie calorifique, cette énergie est transférer à travers la paroi de la surface absorbante vers un fluide caloporteur (liquide ou gaz) pour l'exploiter.

On peut diviser les convertisseurs photothermiques (capteur solaire) suivant

- Leur forme de construction
- Le niveau de température

1.10.1. Capteur solaire suivant leur forme

On trouve deux filières de capteurs solaires :

1.10.1.1. Les capteurs plans :

Le rayon solaire frappe directement sur une surface plane qui constitue l'élément de base (Absorbeur) du capteur.

1.10.1.2. Les capteurs concentrateurs :

Des surfaces planes ou de forme parabolique réfléchis les rayons solaires vers un foyer qui constitue l'absorbeur.

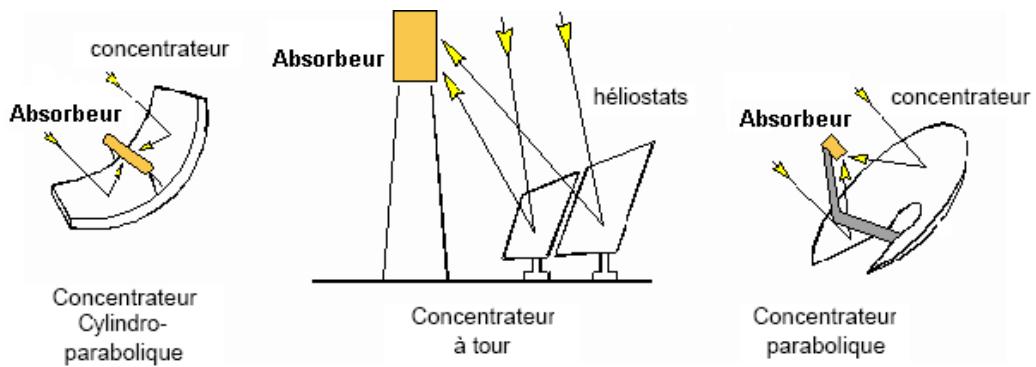


Fig. (1.1) : Capteurs solaire concentrateurs

1.10.2. Capteur solaire suivant le niveau de température ^[8]

Cinq catégories d'applications se dégagent en fonction des niveaux des températures

1.10.2.1. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 20° à 50°C :

1.10.2.1.1. La cloche de jardinier :

Le principe de fonctionnement se base sur le phénomène de l'effet de serre. Une surface transparente vitrée ou en plastique (pour permettre le passage des rayons incidents) piège l'énergie thermique remise sous forme des rayons infrarouges, ce qui augmente la température de l'enceinte.

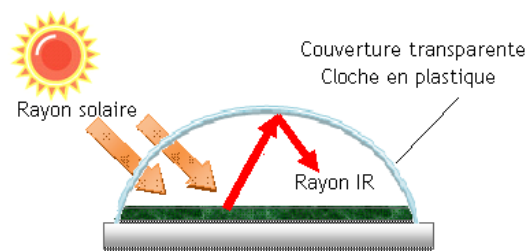


Fig. (1.2): La cloche du jardinier

L'effet de serre permet d'obtenir des températures moyennes de plus de 20°C même par temps froid

1.10.2.1.2. Les capteurs à air :

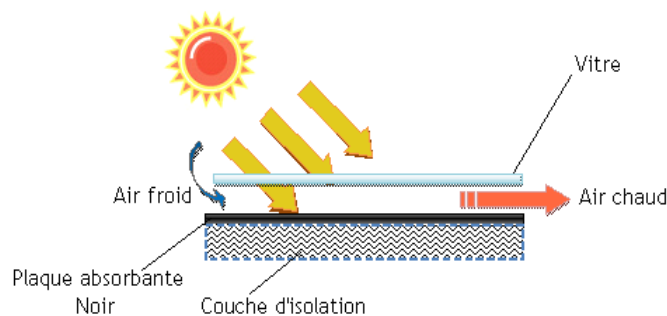


Fig. (1.3) : Capteur à air

Sous un vitrage une plaque noire exposée aux rayons solaires s'échauffe d'autant plus qu'un isolant arrête les pertes arrière de chaleur. A cause de la différence de température entre l'ambiant et l'intérieur du capteur l'air circule entre le verre et la tôle noire (Absorbeur) et s'échauffe.

L'échauffement de l'air peut atteindre 20 à 40°C de plus que la température ambiante, le rendement du capteur est de l'ordre de 40 à 50 % en fonction des dimensions du capteur.

Usage :

- Le séchage agricole.
- L'habitat solaire par utilisation de l'air chaud (Mur Trombe Michel...)

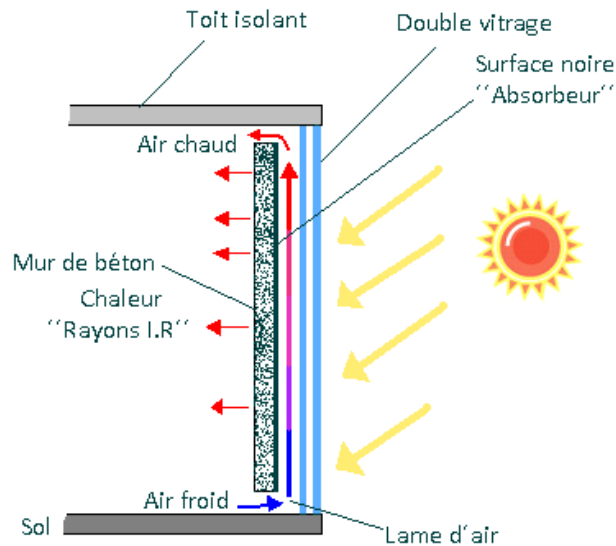


Fig. (1.4) : Capteur à air utilisé en climatisation "Mur Trombe- Michel".

1.10.2.1.3. Les distillateurs solaires :

L'eau à distiller se trouve dans un bac à fond noir (Absorbeur). Au-dessus on dispose un vitrage (Couverture) incliné. L'eau se condense sur la face inférieure du vitrage. On recueille le condensat dans une rigole placée latéralement.

Le rendement moyen est de 4 à 5 litres d'eau distillée par m² et par jour.

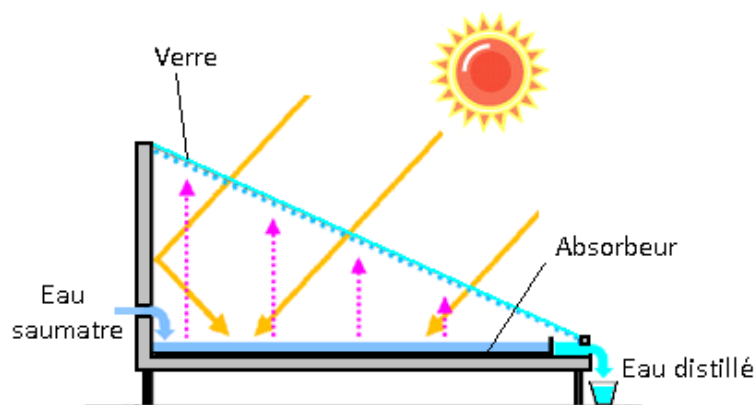


Fig. (1.5) : Distillateur solaire.

Usage :

- Alimentation en eau potable à partir de l'eau de mer : quelques m³/jour pour les hôtels, dispensaires etc.
- Eau distillée pour les garages ou l'industrie.

1.10.2.1.4. **Les capteurs à eau (sans vitrage) :**

Ces capteurs sont composés d'un simple absorbeur constitué d'un réseau de tubes accolés soit en plastique soit en caoutchouc de couleur noire. L'eau à chauffer circule dans les tubes. La température pouvant être atteinte (sans vent) environ 45°C. Le rendement est de l'ordre de 30%

Usage :

- Préchauffage des eaux sanitaire dans les centrales de chauffe.
- Chauffage des piscines.

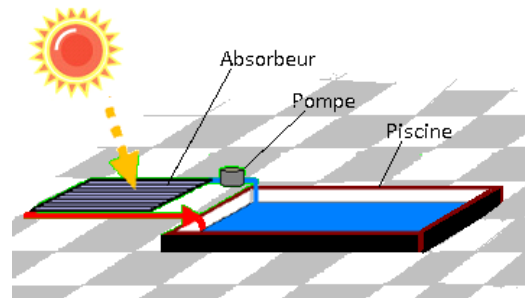


Fig. (1.6) : Chauffage d'une piscine à l'aide d'un capteur sans vitrage.

Il est à remarquer qu'à ce niveau thermique le stockage de l'eau chaude est très efficace.

1.10.2.1.5. **Tour solaire :**

L'air qui se trouve entre le sol (Absorbeur) et le verre (Couverture) d'abord chauffé par les rayons solaire dans une serre circulaire géante, cela crée un flux d'air et une immense convection forcée dans la cheminée, c'est à dire l'air pénétrant dessous en circonférence et se réchauffe en progressant vers le centre afin d'entraîner des turbines placés juste à la base du cheminé.

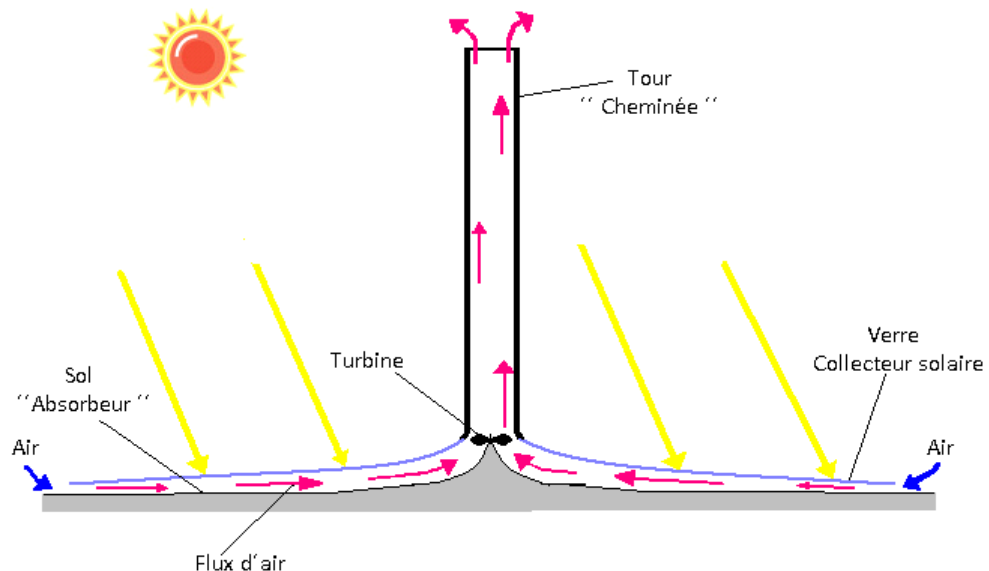


Fig. (1.7): .Tour solaire.

Au centre de la serre la température peut atteindre 30°C supérieure à celle de l'extérieur. Le rendement de ce type d'installation est directement proportionnel à la hauteur du cheminée, à la surface du collecteur de chaleur et à l'ensoleillement direct. Théoriquement l'électricité produite peut atteindre 200 MW.

Usage : [10]

- Actuellement cette machine utilisée seulement pour produire de l'électricité.
- Premier prototype au sud Madrid de l'Espagne délivré en pointe 50KW.
- Australie cinq fois plus grand que celle de l'Espagne : Hauteur du cheminé 1000 m, Surface du collecteur solaire 40 Km² Capacité environ 200 MW.

1.10.2.2. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 50 a 100°C :

1.10.2.2.1. Les capteurs plans avec couverture :

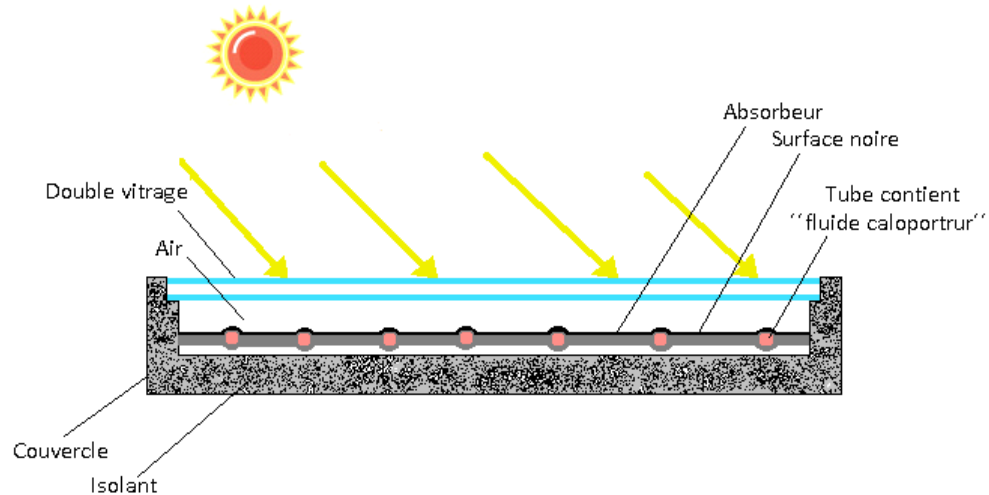


Fig. (1.8): Capteur plan avec couverture "Double vitrage".

Dans ce type de capteur on utilise l'effet de serre associé à une bonne isolation thermique de l'élément chauffant. Le capteur est constitué :

- D'un élément chauffant (Absorbeur) métallique comprenant des tubes à eau ou une lame d'eau comprise entre 2 plaques ; la partie supérieure est noire
- Au-dessus on dispose un ou deux vitres.
- Sur les côtés et en dessous un isolant (laine de verre, polyuréthane, etc.).
- Le tout est enfermé dans un boîtier rigide.

On peut augmenter la température en utilisant des revêtements sélectifs au niveau de l'absorbeur. Par exemple un capteur de rendement 50 % avec une bonne isolation on atteint une température de l'ordre de 65°C sans revêtement sélectif et 95°C avec revêtement sélectif.

Usage :

- 1) Les chauffe-eau solaire :
Utilisé pour l'eau chaude sanitaire.

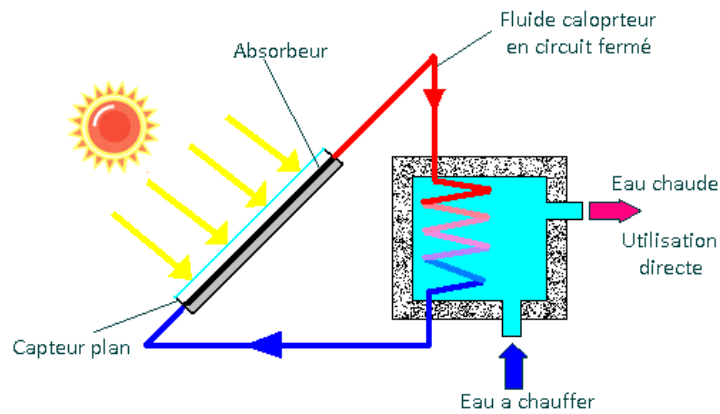


Fig. (1.9): Capteur couplé avec un ballon d'eau chaude "Chauffe-eau solaire".

2) Les maisons solaires :

La chaleur est captée sur le toit ou un mur par réseau de capteurs plans .L'eau chaude produite est ensuite stockée dans une cuve qui sert par exemple au chauffage par air pulsé (ex : procédé Liebard/Alexendroff).

Remarque :

L'eau peut circuler

- Par thermo-circulation (naturel thermosiphon).
- Par circulation forcée (à l'aide d'une pompe).
- Par ruissellement (ex : sous forme une mince sur une plaque).

3) Réseau de capteurs plans couplé avec un cycle de **Rankine** (thermodynamique solaire) :

Principe : Un réseau de capteurs chauffe de l'eau .Dans l'évaporateur, l'eau chaude cède ses calories a un fluide (ex : fréon) qui se vaporise a haute pression. Il va se condense au contact de l'eau pompée. Une pompe de réinjection renvoie le fluide vers l'évaporateur.

Dans la pratique une installation de 40 à 50 m² de capteurs solaire permet d'obtenir 1KW moyen pendant 5 à 7 heures avec capteur sélectifs. Et un stockage de l'eau chaude permet de fonctionner 24heures sue 24 (ex : stockage de Diarrhao 600 m³).

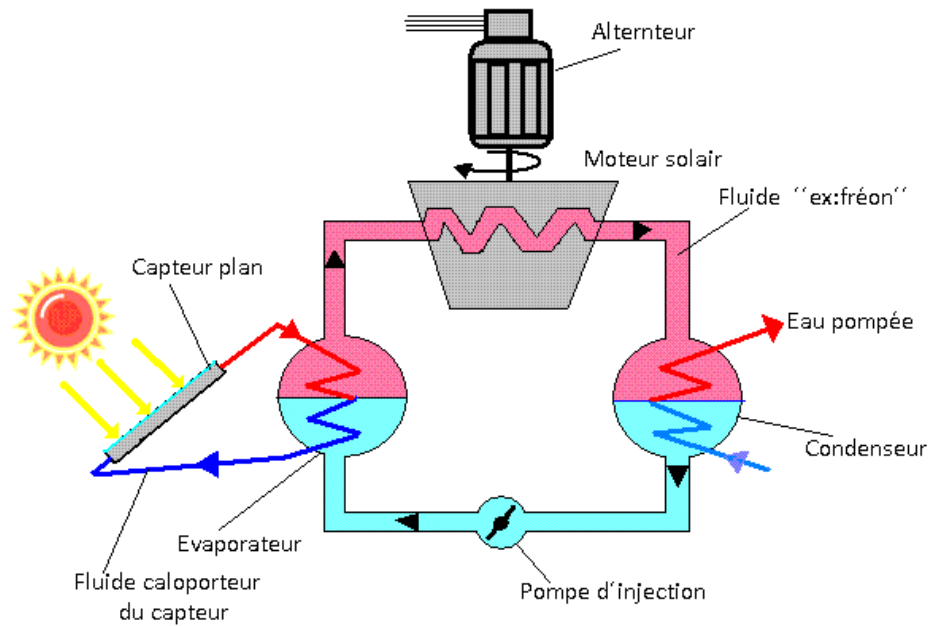


Fig. (1.10) : Capteur plan couplé un cycle de **Rankine** " Moteur solaire "

- *Le moteur solaire à capteur plan peut entrainer une pompe* : On obtient une pompe solaire. Les réalisations actuelles permettent d'obtenir de 10KW a 100KW avec cette technologie (KARMA : 10KW, DIRE : 75 KW, Programme Sahel – Energies Nouvelles).
- *Le moteur solaire à capteur plan peut entrainer un alternateur* : On a alors une centrale électro-solaire.

Exemples :

RYHAD (Arabie Saoudite) :240 Wh/jour

DIARRHAO(Sénégal) : 240 Wh/jour.

1.10.2.2.2. **Capteur stockeur :**

Une enceinte joue le rôle entouré d'une couche d'isolation thermique enveloppe a l'intérieur en trouve les panneaux solaires (l'absorbeur) d'une disposition verticale ou horizontale émergé dans fluide pour stoker la chaleur.

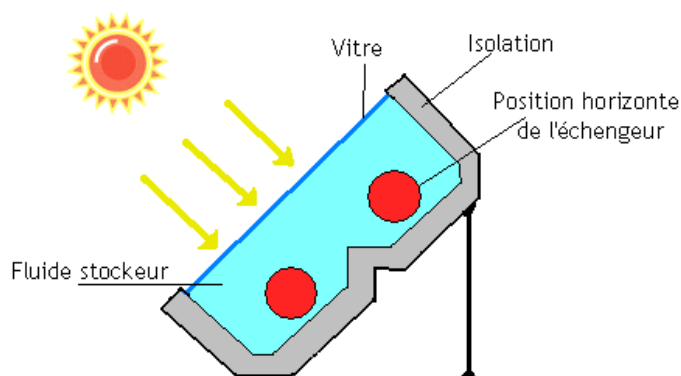


Fig. (1.11): Capteur stockeur.

Les rayons solaires traversent la vitre pour chauffer le milieu de stockage ainsi que l'absorbeur

1.10.2.2.3. Étangs Solaires^[W1] :

Un Étang solaire est un capteur solaire de grande dimension avec stockage de chaleur intégré. Dans un étang normal, l'eau chauffée par le soleil devient plus légère et monte à la surface où la chaleur se dégage dans l'air ambiant. Ainsi, l'eau de l'étang reste à la température moyenne de l'air.

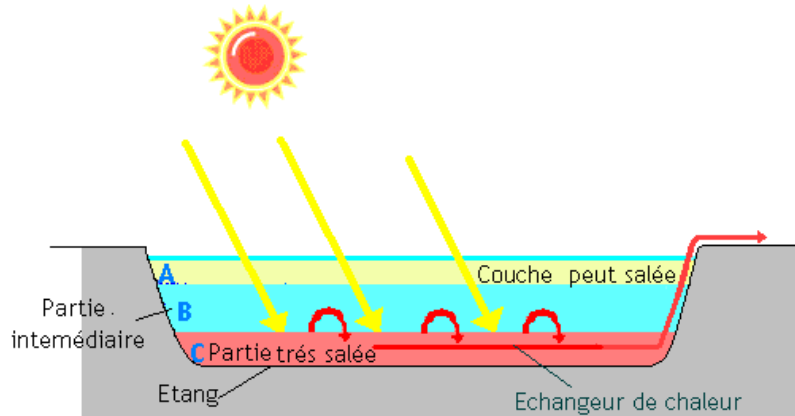


Fig. (1.12) : Etang solaire.

Dans un « étang solaire » la thermo-circulation de l'eau est empêchée par le sel dissous au fond du bassin. En effet, l'eau salée chauffée par le soleil est trop lourde pour monter à la surface avec l'augmentation de la température.

Un étang solaire est un bassin d'eau salée, naturel ou artificiel, composé de trois zones :

- Zone A : La partie haute est peu salée, l'eau réagit comme dans un étang normal et la température reste proche de l'air ambiant.
- Zone B : La partie basse est très salée, exposée au rayonnement solaire, elle peut devenir très chaude (60 à 100°C)
- Zone C : La partie intermédiaire, où la salinité augmente avec la profondeur et crée un gradient de densité qui empêche la thermo-circulation. Cette zone réagit comme une isolation thermique transparente, elle est traversée par le rayonnement solaire qui est absorbé et piégé par l'eau très salée en partie basse.

1.10.2.3. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 100 à 150°C :

1.10.2.3.1. Les capteurs à tube sous vide :

Le corps noir est constitué par exemple d'une tôle recouverte par un revêtement sélectif et sur laquelle on a soudé un tube où circule le fluide à chauffer voir la figure suivante. L'ensemble est placé dans un tube en verre sous vide, évitant ainsi les pertes thermiques par convection et par conduction.

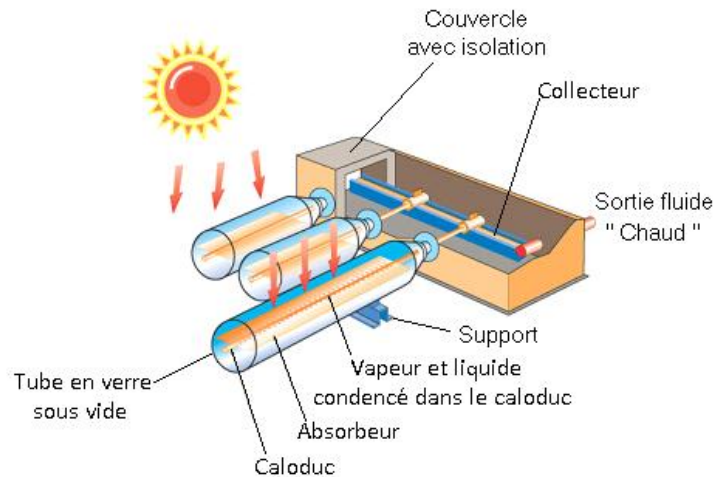


Fig. (1.13): Capteur solaire à tube sous vide.

Un tel tube exposé au soleil peut atteindre des températures d'équilibre de 250°C. En fonctionnement dynamique, on peut obtenir 150°C avec 50 % de rendement.

1.10.2.3.2. Les capteurs à tube sous vide avec concentration :

Avec une orientation est-sud, on peut, grâce à des développantes de cercle ou paraboles, concentrer le rayonnement solaire au fond du capteur m par exemple sur un capteur à tube sous vide.

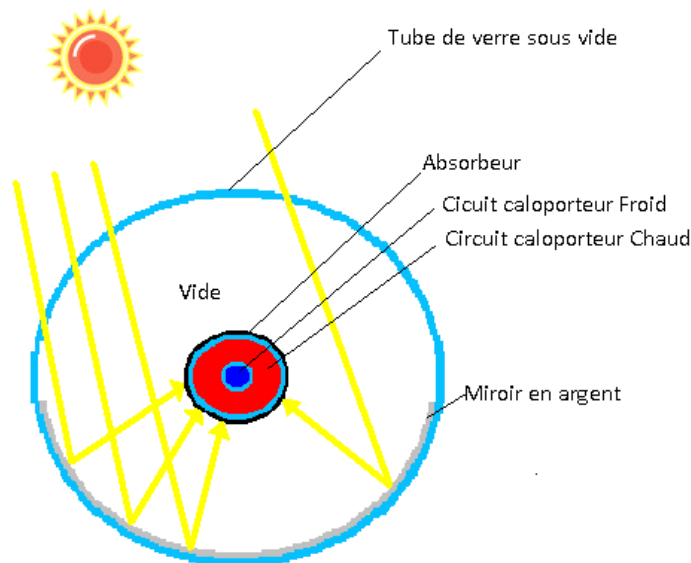


Fig. (1.14): Capteur à tube sous vide avec concentration.

Mêmes performances que les capteurs à tube sous vide.

1.10.2.4. Niveau de température atteinte par le capteur solaire 150 à 250°C :

1.10.2.4.1. Capteurs mobiles autour d'un axe :

La surface réfléchissante est cylindro-parabolique. L'ensemble tourne avec le soleil autour d'un axe nord-sud. Les rayons sont concentrés sur un tube ou un foyer de la parabole.

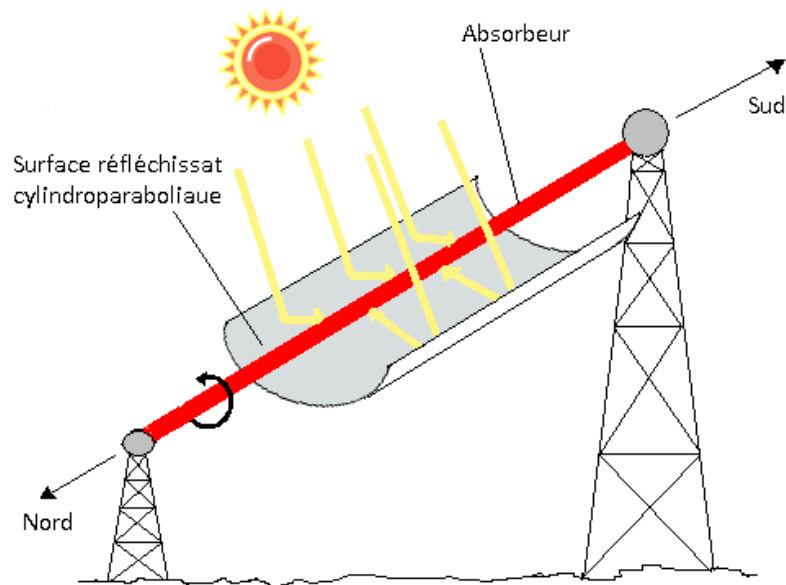


Fig. (1.15) : Capteur cylindroparabolique nord-sud mobile autour d'un axe.

Sous réserve d'un ensoleillement direct le rendement de ce type d'installation peut atteindre 600 W/m^2

1.10.2.4.2. **Capteurs fixe (a chaudière mobile) :**

Dans ce capteur, la surface réfléchissante est composée de lames de verre collées sur support béton Est-ouest. Les rayons se concentrent sur un cercle que suit la chaudière.

Ces deux types de capteurs donnent des températures de 250°C avec un rendement d'environ 50 %.

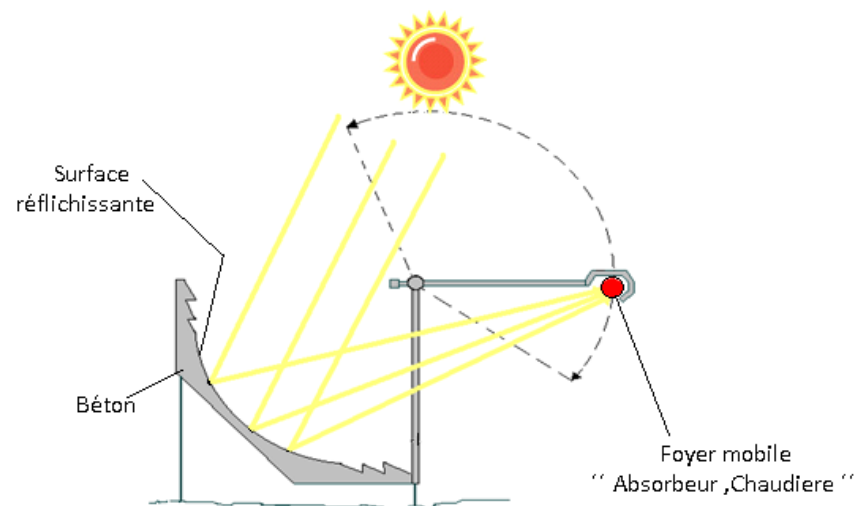


Fig. (1.16) : Capteur COSS (a chaudière mobile).

Usages :

- Production de vapeur.
- Centrale électro-solaires (ex : Type CORSE dans la gamme de puissance de 100 KW a 1000 KW).

1.10.2.5. Niveau de température atteint par le capteur solaire de 250 et jusqu'à 3000°C :

1.10.2.5.1. Capteurs à concentration deux axes :

Un paraboloïde axé sur le soleil concentre les rayons à son foyer où l'on peut donc placer une chaudière.

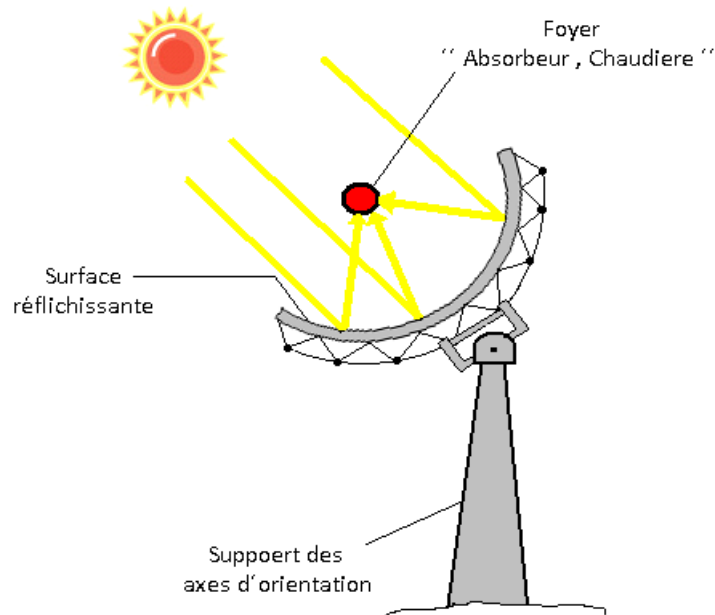


Fig. (1.17) : Capteur à concentration deux axes.

1.10.2.5.2. Capteurs à concentration deux axes " Chaudière fixe " :

Une autre solution consiste à avoir une chaudière fixe qui reçoit le rayonnement d'un champ de paraboloïdes qui eux sont orientables par fois en le trouve sous le nom Concentrateur à tour ou tour solaire.

Toujours sous réserve d'un ensoleillement direct le rendement peut dépasser les 600 W/m^2 . Les températures peuvent atteindre 500 à 600°C, voire 3000°C dans le cas du four solaire d'Odeillo.

Usage :

- Utilisation directe : production de vapeur industrielle.
- Utilisation indirecte : avec cycle thermodynamique associé, centrale électro-solaire.

Remarque :

Le but de notre thème est l'étude des facteurs et les paramètres qui ont une influence sur le rendement de la conversion photothermique de l'énergie solaire d'un capteur solaire plan. Les domaines d'application du capteur à étudier sont : les installations de chauffage d'eau sanitaire, la climatisation. Le niveau de température de ces domaines varié entre 20 et 100°C.

CARACTERISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

- 2.1. Rayons solaire au sol** (Généralités et définitions)
- 2.2. Calcul des bilans radiatifs au sol**
- 2.3. Spécification d'un capteur solaire plan**
 - 2.3.1.** Hypothèses
 - 2.3.2.** Bilan thermique global de la paroi absorbante
 - 2.3.3.** Rendement d'un capteur
 - 2.3.4.** Expression du coefficient global des pertes
 - 2.3.4.1. Pertes thermiques vers l'avant
 - 2.3.4.2. Pertes thermiques vers l'arrière
 - 2.3.4.3. Pertes thermiques total
 - 2.3.5.** Calcul du rendement
 - 2.3.5.1. Profil transversal de la température
 - 2.3.5.1.1. Rendement de l'ailette
 - 2.3.5.1.2. Facteur d'efficacité de la plaque absorbante
 - 2.3.5.2. Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide
 - 2.3.5.3. Calcul du rendement global
 - 2.3.5.4. Température moyenne de l'absorbeur
 - 2.3.6.** Mode de circulation du fluide
 - 2.3.6.1. Installation a thermosiphon (Circulation naturelle)
 - 2.3.6.2. Installation a pompe (Circulation forcée)
 - 2.3.7.** Autres grandeurs caractéristiques
 - 2.3.8.** Méthode de calcul d'un capteur solaire plan
- 2.4. Calcul des paramètres d'un capteur solaire plan**
 - 2.4.1.** Vitesse de circulation du fluide
 - 2.4.2.** Calcul des paramètres principaux
 - 2.4.2.1. Fixation d'une valeur arbitraire réaliste de $T_{pm(0)}$
 - 2.4.2.2. Calcul de T_{cm}
 - 2.4.2.3. Coefficient global de perte de chaleur U
 - 2.4.2.4. Calcul des F, \dot{F} et η
 - 2.4.2.5. Calcul de T_{pm}
 - 2.4.2.6. Résultats obtenu à l'aide d'un programme de calcul
- 2.5. Conception d'un logiciel de calcul**
 - 2.5.1.** Constitution du programme et langage utilisé
 - 2.5.2.** Organigramme
 - 2.5.3.** Interface du logiciel

CHAPITRE II

CARACTERISATION D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

2.6. Rayonnement solaire au sol :

2.6.1. Généralités :

2.6.1.1. Nature du rayonnement :

Tous les corps quelque soit leurs état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde.

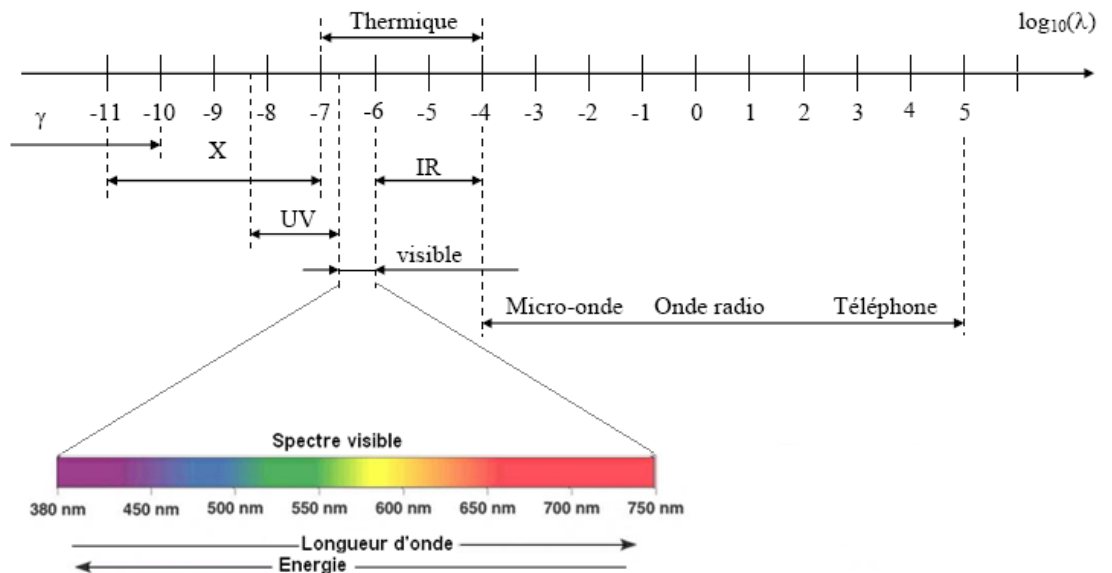


Fig. (2.1) : Spectre des ondes électromagnétiques.

L'énergie émise par un corps de température T_o est :

- Maximale pour une certaine longueur d'onde λ_m variable avec T_o .
- Emise que sur un intervalle $[\lambda_1, \lambda_2]$ de longueur d'onde caractérisant le rayonnement thermique.

2.6.1.2. Eclairage ou Emittance énergétique

L'émittance énergétique, ou encore éclairage M d'une surface est le flux énergétique rayonné par unité de surface dans toutes les directions du $1/2$ espace extérieur à la source et dépend des propriétés physico-chimiques de la surface émettrice.

2.6.1.3. Absorption, Transmission, Réflexion

Quand un rayon incident d'énergie ϕ_λ frappe un corps à la température T , une partie $\phi_\lambda \rho_{\lambda T}$ de l'énergie incidente est réfléchi par la surface S, une autre partie $\phi_\lambda \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste $\phi_\lambda \tau_{\lambda T}$ est transmis et continue son chemin.

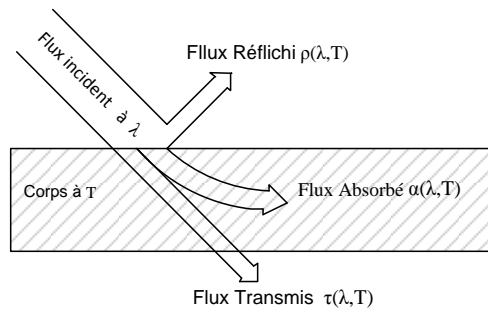


Fig. (2.2) : Réception du rayonnement par un corps

On a évidemment :

$$\phi_{\lambda} = \phi_{\lambda}\rho_{\lambda T} + \phi_{\lambda}\alpha_{\lambda T} + \phi_{\lambda}\tau_{\lambda T} \quad (2.1)$$

D'où :

$$\rho_{\lambda T} + \alpha_{\lambda T} + \tau_{\lambda T} = 1 \quad (2.2)$$

Si l'on considère l'énergie incidente sur tout le spectre des longueurs d'onde, on obtient les pouvoirs réfléchissants ρ_T , absorbant α_T et filtrant τ_T totaux.

$$\rho_T + \alpha_T + \tau_T = 1 \quad (2.3)$$

2.6.1.4. Corps noir, corps gris

Le corps noir 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. Le corps noir rayonne plus que le corps non noir à la même température. Il est défini par : $\alpha_T = 1$

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

2.6.1.5. Rayonnement du corps noir

La loi de Planck de l'émittance monochromatique (2.4) permet de tracer les courbes isothermes représentant les variations de $M_{\lambda T}$ en fonction de la longueur d'onde pour diverses températures :

$$M_{\lambda T} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad [W/m^3] \quad (2.4)$$

Avec :

$$C_1 = 3,742 \cdot 10^{-16} W/m^2$$

$$C_2 = 1,4385 \cdot 10^{-2} m \cdot K$$

La longueur d'onde λ_M pour laquelle l'émission est maximale varie avec la température (T en K) de la source :

$$\lambda_M = \frac{2897}{T} \quad [\mu m] \quad (2.5)$$

$$M_{\lambda_M T} = 0.41 \left(\frac{T}{10}\right)^5 \quad [W/m^3] \quad (2.6)$$

L'intégration de cette formule pour toutes les longueurs d'ondes donne l'émittance total du corps noir qui n'est pas fonction que de la température

$$M = \sigma T^4 \quad [W/m^3] \quad (2.7)$$

Avec:

$$\sigma = 5.675 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4} \text{ Constante de Stephan-Boltzmann}$$

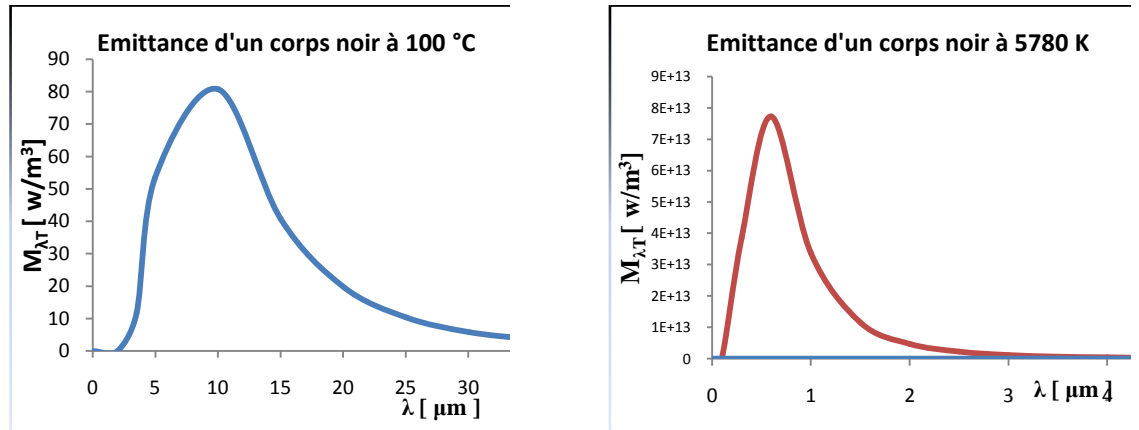


Figure. (2.3) : Courbe d'émission d'un corps noir à 100°C et à 5780 K

Pour le soleil ($T \approx 5780 \text{ K}$), 90 % de l'énergie est émise entre 0.31 et 2.5 μm , le maximum étant situé dans le spectre visible. Par contre, un corps noir à 375 K (100 °C) a son émission maximale vers $\lambda = 8 \mu\text{m}$ dans l'IR.

2.6.1.6. Rayonnement du corps non noir

L'émission d'un corps non noir placés dans les mêmes conditions de température que le corps noir, sera donnée par la formule :

$$M = \varepsilon_T \sigma T^4 \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (2.8)$$

Avec :

ε_T : Facteur d'émission (émissivité)

2.6.1.7. Emissivité ou facteur d'émissivité

On définit les propriétés émissives des corps réels par rapport aux celles du corps noir dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde.

$$\varepsilon_{\lambda T} = \frac{M_{\lambda T}}{M_{o\lambda T}} \quad \text{Et} \quad \varepsilon_T = \frac{M_T}{M_{oT}} \quad (2.9)$$

D'après la loi de Kirchhoff :

$$\alpha_{\lambda T} = \varepsilon_{\lambda T} \quad (2.10)$$

2.6.2. Rayonnement solaire

L'analyse du rayonnement qui nous parvient du soleil montre que tout se passe comme si ce dernier comportait comme un corps noir placé à la température comprise entre 5800 et 6000 K. Nous pouvons donc considérer le soleil comme un corps noir placé dans ces conditions, et lui applique la loi que nous venons de rappeler :

Emittance : $M = \sigma T^4 = 5.675 \cdot 10^{-8} (5885)^4 \approx 68 \cdot 10^6 \text{ W}/\text{m}^2$ le rayonnement émis est maximum au voisinage de :

$$\lambda_M = \frac{2897}{T} = \frac{2897}{5885} \approx 0.5 \mu\text{m}$$

On notera que 98% l'énergie rayonnée est pratiquement inclus dans la bande de longueur d'onde

$0.25 < \lambda < 4\mu\text{m}$. On trouve dans la figure suivante la répartition spectrale de l'énergie solaire reçue au voisinage de la terre et hors atmosphère.

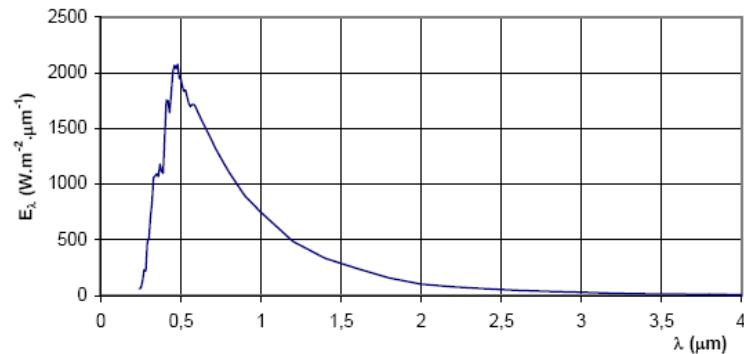


Fig. (2.4) : Distribution spectrale de l'énergie solaire hors atmosphère.

Mais au cours de la traversée de l'atmosphère, le rayonnement solaire subira un certain nombre d'altérations :

- Des réflexions sur les premières couches atmosphériques.
- Diffusion moléculaire provoquée par les molécules gazeuses.
- Absorption gazeuse.
- Diffusion par les aérosols.

On trouvera sur la figure ci-dessous ^[1] la répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre avec indication des gaz partiellement opaques qui filtrent ce rayonnement selon la longueur d'onde.

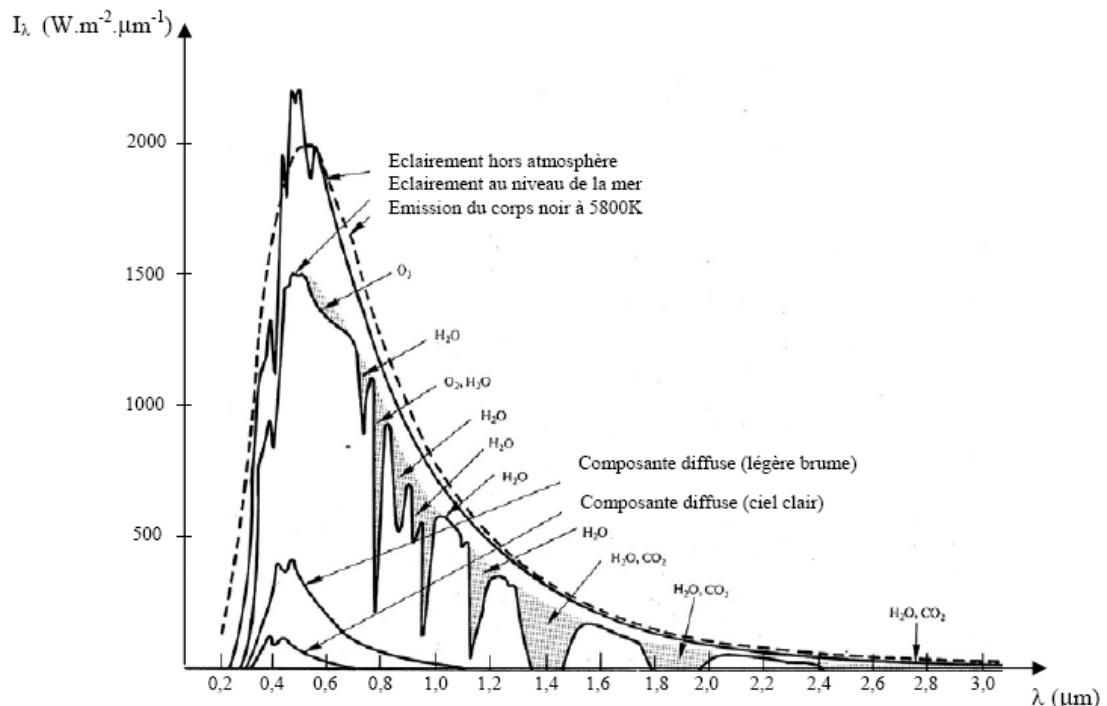


Fig. (2.5) : Distribution spectrale de l'énergie solaire au niveau du sol.

2.6.3. Constante solaire

La puissance du rayonnement solaire, mesurée à la limite extérieure de l'atmosphère terrestre, est pratiquement invariable lorsque la Terre est à une distance moyenne du soleil 149 000 000 km. Sa valeur

moyenne actuellement est de 1367 w/m^2 . Cette valeur est appelée constante solaire I_0 elle représente le flux d'énergie reçu par seconde et par mètre carré d'une surface placée perpendiculairement aux rayons solaires.

En réalité la distance solaire terre-soleil varie au cours de l'année de $\pm 1.7\%$; il en résulte une variation simultanée de la constante solaire de $\pm 3.4\%$. Ces variations sont approchées par la relation suivante.

$$E_{sol} = 1367(1 + 0.0334 \cos[0.9856(j - 2.7206)]) \quad [W/m^2] \quad (2.11)$$

Où

j : Est le numéro du jour de l'année (1 pour le 1^{er} janvier).

Le graph ci-dessous est issu de cette formule.

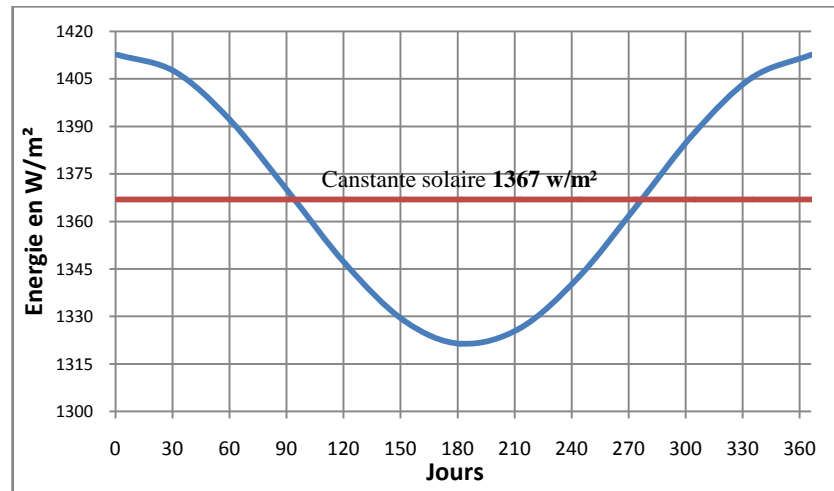


Fig. (2.6) : Constante solaire en fonction des jours de l'année.

2.1. Calcul des bilans radiatifs au sol

2.2.1. Notations

Comme nous l'avons évoqué précédemment, l'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit :

- Le *rayonnement direct* est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modification
- Le *rayonnement diffus* est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.
- L'*albédo* est la fraction du rayonnement solaire renvoyé par la surface du sol.
- Le *rayonnement global* est la somme du rayonnement direct et diffus.

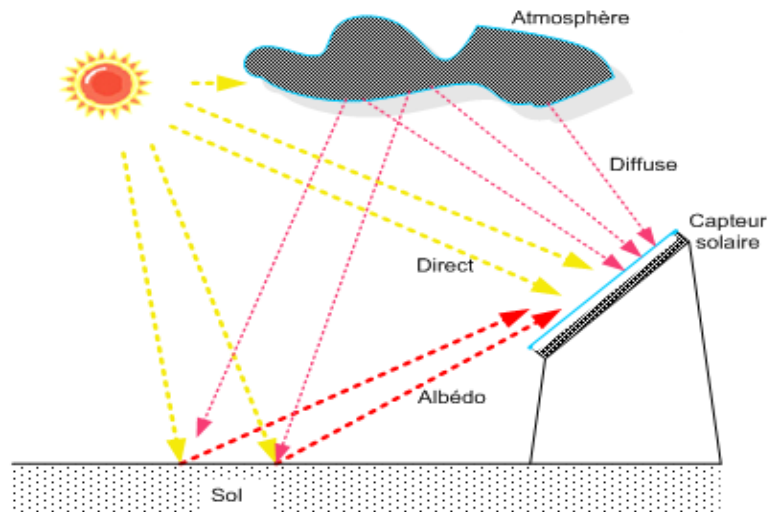


Fig. (2.7) : Energie solaire reçu par la surface du capteur.

Les notations utilisées pour les composantes du rayonnement solaire sur une surface plan d'orientation et inclinaison quelconque (θ, φ) sont données dans le tableau suivant :

Tableau N° (2.1) : Notations utilisée pour des bilans énergétique solaire			
Irradiation solaire Energie reçu pendant une certaine durée $W.m^{-2}.durée^{-1}$ ou $KWh.m^{-2}.durée^{-1}$	Direc cte	S	$G = S + D$
	Diff use	D	
	Glo bale	G	
Eclairement solaire Flux instantané $W.m^{-2}$	Direc t	S^*	$G^* = S^* + D^*$
	Diff us	D^*	
	Glo bal	G^*	

2.2.2. Eclairement direct S^*

L'éclairement solaire sur un plan récepteur d'orientation (θ, φ) et donné par la relation suivante :

$$S^* = I^* C_i \quad [W.m^{-2}] \quad (2.12)$$

Ou :

- I^* : Flux reçu sur une surface perpendiculaire au rayonnement solaire.
- C_i : Coefficient d'orientation ou d'inclinaison du capteur solaire.

2.2.2.1. Coefficient d'incidence

C'est un angle formé par le rayonnement solaire avec la perpendiculaire d'une surface. Ce coefficient est défini d'une part par la hauteur du soleil h son azimut et d'autre part par l'orientation (θ) et l'inclinaison (φ) du plan récepteur. Voir schéma suivant :

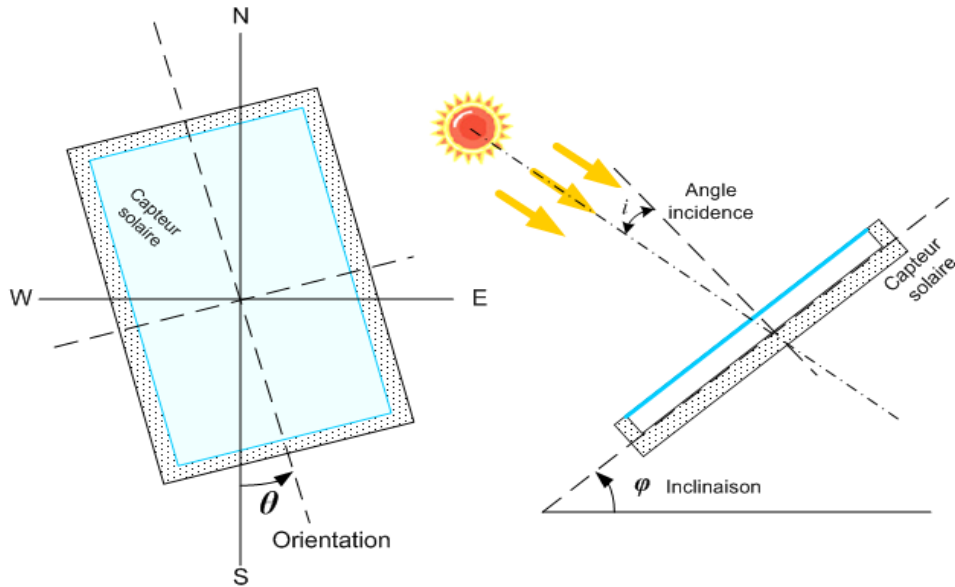


Figure (2.8) : Schéma représentatif de l'orientation d'un capteur solaire plan.

Le coefficient d'incidence est obtenu avec la formule suivante :

$$C_i = \sin(\varphi) \cos(h) \cos(\theta - a) + \cos(\varphi) \sin(h) \quad (2.13)$$

Ou :

- θ : Angle d'orientation (Donnée : $\theta = 0^\circ$ plain sud)
- φ : Angle d'incidence (Donnée : $\varphi = 36^\circ$)
- h : Hauteur solaire
- a : Azimut solaire.

A lors l'équation (2.2) devient :

$$C_i = \sin(\varphi) \cos(h) \cos(-a) + \cos(\varphi) \sin(h) \quad (2.13)$$

Il reste à calculer la hauteur solaire et l'azimut voir schéma suivant

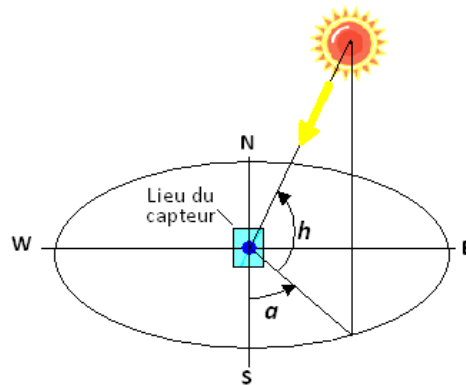


Fig. (2.9) : Schéma représentatif de l'azimut et la hauteur solaire.

2.2.2.1.1. Hauteur solaire h

C'est l'angle formé par le plan horizontal du lieu considéré et le vecteur point local →soleil calculable par l'expression suivante :

$$h = \text{Arcsin} [\sin(Lt) \sin(\delta) + \cos(Lt) \cos(\delta) \cos(Ah)] \quad [\text{Deg}] \quad (2.14)$$

Avec :

- Lt : La latitude du lieu (Donnée : pour la ville de ANNABA $Lt = 36^\circ 54' = 36.9^\circ$)

- δ : La déclinaison
- Ah : Angle horaire

Reste à calculer la déclinaison et l'angle horaire.

2.2.2.1.2. La déclinaison δ

C'est l'angle que forme le vecteur centre de terre \rightarrow soleil et le plan équatorial de la terre. la déclinaison varie de $+23.45^\circ$ au solstice d'été (21 juin) à -23.45° au solstice d'hiver (22 décembre) en passant par la valeur zéro au équinoxes (21 mars et 23 septembre) .

La déclinaison est définie par la relation suivante :

$$\delta = \text{Arcsin} [0.398 \sin(0.985j - 80)] \quad [\text{Deg}] \quad (2.15)$$

2.2.2.1.3. Le numéro d'ordre des jours j

Avec j représente le numéro d'ordre du jour dans l'année (1 pour le 1^{er} janvier). Prenons par exemple la journée du 16 juin 2007.

$$j = 31 + 28 + 31 + 30 + 31 + 16 = 167 \text{ jour} .$$

Donc la déclinaison sera :

$$\delta = \text{Arcsin} [0.398 \sin(0.985 * 167 - 80)] = 23.35 \text{ Deg}.$$

2.2.2.1.4. Angle horaire Ah

Elle mesure le mouvement du soleil par rapport à midi qu'est l'instant où le soleil au plan méridien du lieu (zénith). Ah Est négatif si le temps solaire est inférieur à 12h.

$$Ah = 15(Tvs - 12) \quad [\text{Heure}] \quad (2.16)$$

Tvs : Représente le temps solaire vrai.

2.2.2.1.5. Temps solaire vrai Tvs

Calculable par la relation suivante :

$$Tvs = Tsm + ET \quad [\text{Heure}] \quad (2.17)$$

Ou :

- Tsm : Temps solaire moyenne.
- ET : Equation du temps (écart).

2.2.2.1.6. Equation du temps ET

C'est l'erreur ou l'écart *de temps* ($\pm ET$) causé par la variation de la vitesse de la terre au tour du soleil :

$$ET = 9.9 \sin[2(0.986j + 100)] - 7.7 \sin(0.986j - 2) \quad [\text{Min}] \quad (2.18)$$

Si on remplace par le numéro des jours dans l'équation du temps on obtient l'écart suivant :

$$ET = -0.43 \text{ min} = 0.0071 \text{ heures} .$$

2.2.2.1.7. Temps solaire moyenne Tsm

Dépend de la longitude et du temps universel son expression est :

$$Tsm = Tu + \frac{Long}{15} \quad [\text{Heure}] \quad (2.19)$$

Ou :

$Long$: La longitude du lieu (Donnée : Pour la ville de ANNABA $Long = 7.75^\circ$).

2.2.2.1.8. Temps universel T_u :

Le temps universel. C'est le temps de Greenwich (GMT : Greenwich Mean Time). On utilise l'expression du temps légale fixe T_{lf} par décret par chaque pays

Donnée : On a pour notre pays -1heure. C'est-à-dire

$$T_u = T_{lf} - 1 \quad [\text{Heure}] \quad (2.20)$$

2.2.2.1.9. L'azimut du soleil a

L'azimute solaire est l'angle horizontal formé par le plan méridien (axe nord-sud) et le plan vertical « point local->soleil ». Le signe de l'azimut est même que celui de l'angle horaire.

$$a = \arcsin \left[\frac{\cos(\delta) \sin(Ah)}{\cos(h)} \right] \quad [\text{Deg}] \quad (2.21)$$

$$a = \arcsin((\cos(\delta) \sin(Ah))/\cos(h))$$

Alors si on prend par exemple la Ville de ANNABA à 14heure de la journée du 16 juin 2007:

$Long = 7.75$	Longitude.
$L = 36.9$	La latitude
$j = 167$	Nombre des jours
$T_{lf} = 14 h$	Temps légal fixe
$T_u = 13h$	Temps universel
$T_{sm} = 13.51h$	Temps solaire moyen
$ET = -0.0071 h$	Equation du temps
$T_{vs} = 13.5h$	Temps solaire vrai
$Ah = 22.644h$	Angle horaire.
$\delta = 23.35deg$	Déclinaison
$h = 51.22$	Hauteur solaire
$a = 34.34 deg$	L'azimute
$C_i = 0.935$	Coefficient d'incidence

2.2.2.1.10. Heures de lever et de coucher du soleil.

A partir de la latitude et de la déclinaison, il est possible de connaître l'heure solaire vraie du lever et du coucher de soleil :

$$T_{SVLev} = 12 - \frac{\arccos[-\tan(L) \tan(\delta)]}{15} \quad [\text{Heure}] \quad (2.22)$$

$$T_{SVCech} = 12 + \frac{\arccos[-\tan(L) \tan(\delta)]}{15} \quad [\text{Heure}] \quad (2.23)$$

2.2.2.1.11. Durée d'insolation.

La durée d'insolation représente la durée maximale de la journée :

$$D_{insol} = \frac{2}{15} \arccos[-\tan(L) \tan(\delta)] \quad [\text{Heure}] \quad (2.24)$$

$$D_{insol} = T_{SVCech} - T_{SVLev} \quad [\text{Heure}] \quad (2.25)$$

Alors :

$T_{SVLev} = 4h 44min$	Heure du lever soleil
$T_{SVCech} = 19h 16min$	Heure du coucher soleil
$D_{insol} = 14h 32min$	Durée d'insolation.

2.2.2.2. Flux reçu I^*

Le rayonnement solaire direct arrive au sol à traverser l'atmosphère mais subit malgré tout une atténuation de son intensité. Pour calculer ce rayonnement la démarche est la suivante :

2.2.2.2.1. Pression atmosphérique suivant l'altitude :

Définir l'altitude du local pour connaître la pression atmosphérique P_{atm}

$$P_{atm} = 101325(1 - 2.26 \cdot 10^{-5}z)^{5.26} \quad [\text{Pa}] \quad (2.26)$$

z : L'altitude en mètres

Si $z = 150\text{m}$. $P_{atm} = 99531.232\text{Pa} = 0.99\text{Bar}$

2.2.2.2.2. Pression de vapeur saturante :

Définir la pression de vapeur saturante (P_{vs}), le taux moyen d'humidité relative (H_R) et la pression partielle de vapeur d'eau P_v .

$$P_{vs} = 2.165 \left(1.098 + \frac{T_a}{100} \right)^{8.02} \quad [\text{mm hg}] \quad (2.27)$$

T_a : est la température ambiante de l'air en °C

Si $T_a = 20^\circ\text{C}$ donc $P_{vs} = 17.54\text{ Pa}$

Soit : $H_R \text{ moyen} = 50\%$

La relation de la pression partielle de vapeur est :

$$P_v = H_R P_{vs} \quad [\text{Pa}] \quad (2.28)$$

Alors Si $T_a = 20^\circ\text{C}$ et $H_R \text{ moyen} = 50\%$ donc

$P_{vs} = 17.54\text{ Pa}$ et $P_v = 8.768$

2.2.2.2.3. Masse d'air optique relative et épaisseur optique de Rayleigh:

Définir la masse d'air optique relative (m) d'où en découle l'épaisseur optique de **Rayleigh** (E_R) qui détermine l'atténuation due à la diffusion :

$$m = \frac{P_{atm}}{101325 \sin(h) + 15198.75(3.885 + h)^{-1.253}} \quad (2.29)$$

2.2.2.2.4. L'épaisseur optique de Rayleigh :

$$E_R = 1/(0.9m + 9.4) \quad (2.30)$$

Ou (h) est la hauteur solaire en degrés

2.2.2.2.5. Facteur de trouble de Linke

Définir le facteur de trouble de **Linke** :

$$T_L = 2.4 + 14.6 B + 0.4(1 + 2B) \ln P_v \quad (2.31)$$

Ou :

B est le coefficient de trouble atmosphérique qui prend une valeur de :

$B = 0.02$ pour un lieu situé en montagne.

$B = 0.05$ pour un lieu rurale.

$B = 0.10$ pour un lieu urbain.

$B = 0.20$ pour un lieu industriel (atmosphère polluée)

Le rayonnement direct sur un plan récepteur normal à ce rayonnement vaut donc :

$$I^* = E_{sol} \exp(-E_R \cdot m \cdot T_L) \quad [W/m^2] \quad (2.32)$$

Avec :

E_{sol} Déjà connu l'énergie reçu en fonction du jour de l'année :

$$E_{sol} = 1367 \left(1 + 0.0334 \cos \left(\frac{360}{365.25} (j - 2.7206) \right) \right) \quad [W/m^2] \quad (2.33)$$

Exemple avec les conditions précédentes pour un plan récepteur normal au rayonnement solaire on obtient:

$$\begin{aligned} E_{sol} &= 1323.62 \text{ W/m}^2 \\ m &= 1.24 \\ E_R &= 0.0951 \\ T_L &= 6.54 \\ I^* &= 613.62 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

Donc l'estimation de l'éclairement solaire est :

$$S^* = 566.447 \text{ W/m}^2$$

2.2.3. Eclairement diffus D^*

Le rayonnement solaire diffus arrive sur le plan récepteur après avoir été réfléchi par les nuages, les poussières, les aérosols et le sol. On suppose que le rayonnement solaire diffus n'a pas de direction prédominante (donc isotrope) de ce fait, l'orientation du plan récepteur n'a pas d'importance, seule son inclinaison en α . Ainsi sur un plan récepteur d'inclinaison φ , D^* est égal à :

$$D^* = 125(\sin h)^{0.4} \left(\frac{1+\cos(\varphi)}{2} \right) + 211.86(\sin h)^{1.22} \left(\frac{1-\cos(\varphi)}{2} \right) \quad [W/m^2] \quad (2.34)$$

La relation donne après calcul :

$$D^* = 117.25 \text{ W/m}^2$$

Remarque :

On appelle albédo la fraction du rayonnement solaire renvoyé par une surface (ici le sol), ce coefficient d'albédo a été intégré dans la formule ci-dessus avec une valeur moyenne de 0,22. Ce coefficient est fonction de la nature du sol, de sa température et de sa capacité à réfléchir le rayonnement solaire.

2.2.4. Eclairement global G^*

Le rayonnement global G^* est le rayonnement maximal qu'il est possible d'avoir sur un plan récepteur (θ, φ) donné. La somme des deux rayonnements directs et diffus donne le rayonnement global :

$$G^* = 683.694 \text{ W/m}^2$$

Ci-dessous le graphe qui représente les différents rayonnements solaires pour la journée du 16/06/2008 à ANNABA sur une surface inclinait de 36.6 Deg.

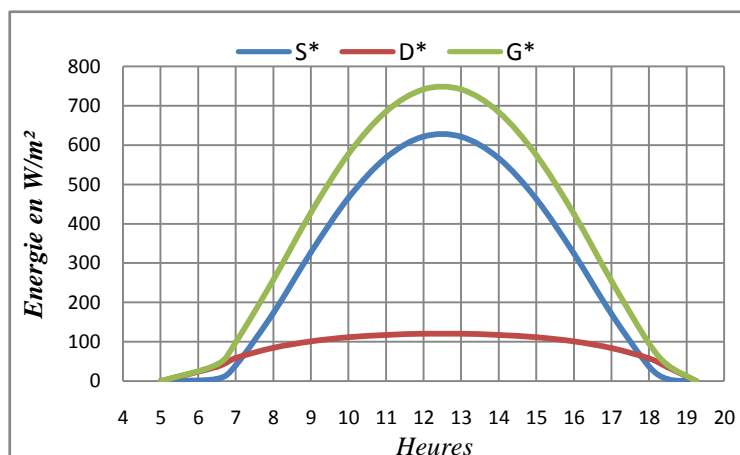


Fig. (2.10) : L'éclairement solaire en fonction de l'heure a
ANNABA le : 16/06/2008

Le maximum d'énergie dans cette journée se trouve entre 12heure et 14heure c.-à-d.environ 12h30min

2.3. Spécification d'un capteur solaire plan

Nous ferons dans ce chapitre l'hypothèse que la couverture transparente utilisée dans le capteur solaire est opaque au rayonnement infrarouge IR ($\lambda > 3\mu m$) et n'absorbe pas le rayonnement solaire.

Principe :

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de convertir ou transformer l'énergie du rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie thermique (calorifique) utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...). Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure suivante :

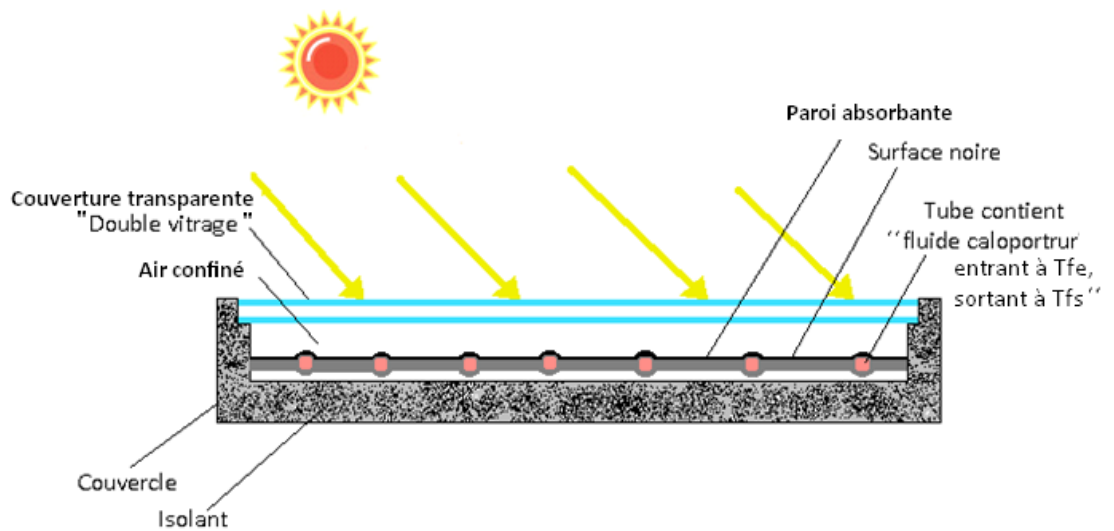


Fig. (2.11) : Schéma de principe d'un capteur solaire plan

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température $T_{fs} - T_{fe}$ à la traversée du capteur.

2.3.1. Hypothèses

Dans l'étude on se base sur les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement du capteur dynamique stationnaire « Permanent $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ ».
- La température de fonctionnement du capteur ou l'absorbeur est la même entre 60 et 70°C.
- L'eau est choisie comme fluide caloporteur.
- Pas de changement d'état du fluide caloporteur (eau) dans l'intervalle de température de fonctionnement c'est-à-dire pas de formation de vapeur ou gel.
- L'environnement est équivalent à un corps noir à la température T_E , On choisit une corrélation simple pour la représenter [2] :

Corrélation de WHILLIER.1967

$$T_E = T_a - 6 \quad [^{\circ}C] \quad (2.35)$$

- La surface absorbante est diffuse
- Les pertes sont linéaires et uniformes
- La couverture opaque au rayonnement infrarouge IR.

2.3.2. Bilan thermique global de la paroi absorbante

Pour obtenir le bilan thermique on choisi un volume de contrôle VC qui entour tous le capteur et on définie les entrées/sorties au travers les frontières limités par ce volume VC voir schéma suivant.

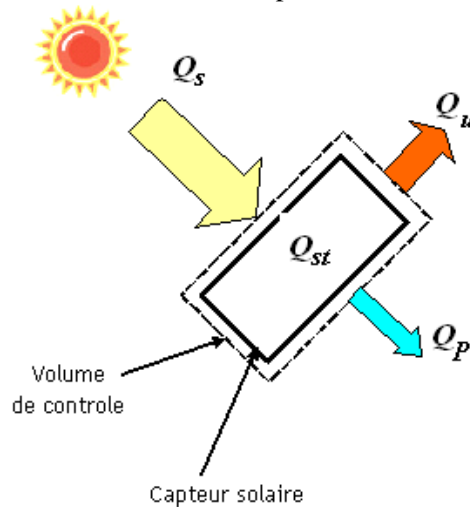


Fig. (2.12): Schéma représentatif du bilan thermique d'un capteur solaire.

Le bilan thermique s'écrit simplement pendant un intervalle de temps dt sous la forme suivante :

$$\text{Sorties} - \text{Entrées} + \text{Stockages} = 0$$

$$Q_u + Q_p - Q_s + Q_{st} = 0 \quad (2.36)$$

Ou on écrivant que l'énergie reçu se répartie en :

$$Q_s = Q_u + Q_p + Q_{st} \quad (2.37)$$

Avec :

- Q_s Flux solaire absorbé
- Q_u Flux utile transmis au fluide caloporteur
- Q_p Flux perdu Vers le milieu extérieur
- Q_{st} Flux stocké dans le capteur

2.3.2.1. Flux solaire absorbé Q_s

Il représente l'énergie reçu par mètre carré de l'absorbant. C'est la somme de deux termes :

- $\alpha_{ps} G^*$ Produit du facteur d'absorption de la paroi absorbante pour le spectre solaire par la puissance incident G^*
- $\alpha_{pE} \sigma T_E^4$ Produit du facteur d'absorption globale de la surface absorbante pour le spectre hémisphérique de l'environnement par la puissance émet par l'environnement, équivalent à la puissance émet d'un corps noir a la même température T_E . Par exemple :

Si on prend $T_a = 20^\circ C$ et $\alpha_{pE} = 0.78$ Donc

$$T_E = T_a - 6 = 20 - 6 = 14^\circ C = 287^\circ K$$

$$\alpha_{pE} \sigma T_E^4 = 0.78 * 5.675 * 10^{-8} * 287^4 = 327.274 \text{ W/m}^2$$

Remarque:

Le spectre d'émission du soleil et celle d'un corps noir à la température T_E est différents et en règle générale $\alpha_{ps} = \alpha_{pE}$.

Dans le cas d'un capteur solaire avec couverture transparente de coefficient de transmission au rayonnement solaire τ_{cs} le flux absorbé s'écrit :

$$Q_s = \tau_{cs}(\alpha_{pE}\sigma T_E^4 + \alpha_{ps}G^*) \quad [W/m^2] \quad (2.38)$$

Pour un capteur sans couverture transparente $\tau_{cs} = 1$ le flux solaire Q_s s'écrit :

$$Q_s = \alpha_{pE}\sigma T_E^4 + \alpha_{ps}G^*$$

On trouve aussi une autre relation plus simple de la puissance absorbée Q_s ou la puissance incidente dépend de l'angle d'incidence du rayon solaire et l'angle d'inclinaison de la surface absorbante (capteur solaire), elle englobe aussi la puissance des rayonnements solaires directs et celle émit par l'environnement on l'appelle éclairement solaire global G^* son expression est ^[2]

$$Q_s = \tau_{cs}\alpha_{ps}G^* \quad [W/m^2] \quad (2.39)$$

2.3.2.2. Flux utile Q_u

C'est l'énergie absorbé par convection et conduction sous forme de chaleur par le fluide caloporteur.

$$Q_u = \frac{\dot{m}c_p}{A}(T_{fs} - T_{fe}) \quad [W/m^2] \quad (2.40)$$

Où :

- \dot{m} Débit massique du fluide caloporteur kg/s .
- C_p Chaleur spécifique à pression constante $C_p = 4180 J/kg.°C$.
- A La surface de la plaque absorbante
- T_{fs} Température du fluide à la sortie du capteur.
- T_{fe} Température du fluide à l'entrée du capteur.

2.3.2.3. Flux perdu Q_p

Les déperditions thermiques du capteur vers l'ambient par :

- Conduction/convection entre capteur et air du milieu extérieur exprimé par

$$P_c = h_c(T_{pm} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.41)$$

Où :

- h_c Coefficient de perte par conduction/convection du capteur $W/m^2.°C$.
- T_{pm} Température moyenne de la paroi absorbante.
- T_a Température de l'ai extérieur.
- Rayonnement du capteur (absorbeur, couverture) vers l'ambient on peut l'exprimé par $\varepsilon_p\sigma T^4$
 - ε_p Représente l'émissivité globale hémisphérique de l'absorbeur.
 - T Température d'équilibre thermique de l'absorbeur ($T = T_{pm}$)

Alors le flux perdu s'écrit :

$$Q_p = \varepsilon_p\sigma T_{pm}^4 + P_c \quad [W/m^2] \quad (2.42)$$

$$Q_p = \varepsilon_p\sigma T^4 + h_c(T_{pm} - T_a)$$

D'une façon générale on peut exprimer les trois modes de transfert de chaleur conduction, convection et rayonnement par un coefficient global U ce qui nous permis une représentation plus simple de la relation du flux perdu :

$$Q_p = U(T_{pm} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.43)$$

Où:

- U Coefficient global de perte du capteur $W/m^2 \cdot ^\circ C$.
- T_{pm} Température moyenne de la paroi absorbante.
- T_a Température de l'air extérieur.

Dans notre cas capteur plan, la température moyenne T_{pm} peut en première approximation être calculée par [2] :

$$T_{pm} = \frac{3T_{fs} + T_{fe}}{4} + \Delta T \quad [^\circ C] \quad (2.44)$$

Pour tenir compte de la non-linéarité de l'évolution de la température du fluide dans le capteur et de l'écart de température ΔT existant entre le fluide et la paroi absorbante.

2.3.2.4. Flux stocké Q_{st}

Le flux stocké ou l'accroissement d'énergie dans le capteur s'écrit

$$Q_{st} = M_e C_{eau} \frac{\partial T}{\partial t} \quad [W/m^2] \quad (2.45)$$

Où:

- M_e Masse en eau du capteur définie par $\sum m_i c_i = M_e C_{eau}$
- i Représentant les différents éléments constitutifs du capteur.
- T Température moyenne du capteur.
- t temps.

Puisque le régime de fonctionnement du capteur à étudier est permanent voir hypothèses ci-dessus, donc le flux stocké s'annule et n'apparaît pas dans l'expression du bilan thermique.

$$Q_s = Q_u + Q_p \quad [W/m^2] \quad (2.46)$$

2.3.3. Rendement d'un capteur solaire

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

Le rendement global :

$$\eta = \frac{Q_u}{G^*} \quad (2.47)$$

Le rendement interne (thermique) :

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{Q_s} \quad (2.48)$$

Le rendement optique (radiatif) :

$$\eta_R = \frac{Q_s}{G^*} \quad (2.49)$$

2.3.4. Expression du coefficient global de pertes

Les échanges thermiques convectifs entre la paroi absorbante et l'extérieur dans un capteur solaire plan peuvent être schématisés comme indiqué sur la figure (2.2).

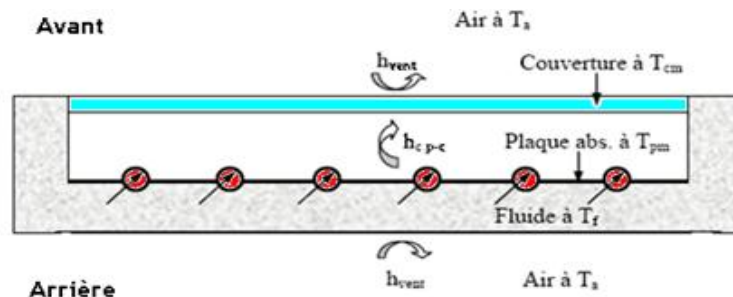


Fig. (2.13): Schématisation du flux convectifs dans un capteur solaire plan.

Il est plus correct de calculer ou analyser les déperditions thermiques lorsqu'on les sépare en deux parties (Avant et Arrière) :

- Pertes thermiques par l'avant ou le haut Q_{pAV} .
- Pertes thermiques par l'arrière ou le bas Q_{pAR} .

$$Q_p = Q_{pAV} + Q_{pAR} \quad (2.50)$$

2.3.4.1. Pertes thermiques vers l'avant Q_{pAV}

Les pertes thermiques vers l'avant peuvent s'écrire :

$$Q_{pAV} = Q_{cpc} + Q_{rpc} = Q_{cca} + Q_{rca} \quad (2.51)$$

Où :

- Q_{cpc} Flux échangé par convection-conduction entre la paroi absorbante et la couverture.
- Q_{rpc} Flux échangé par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture.
- Q_{cca} Flux échangé par convection entre la couverture et l'air du milieu extérieur.
- Q_{rca} Flux échangé par rayonnement entre la couverture et milieu extérieur.

Chacun de ces flux peut s'exprimer de la manière suivante :

a) Les pertes thermiques Q_{cpc}

$$Q_{cpc} = h_{cpc}(T_{pm} - T_{cm}) \quad [W/m^2] \quad (2.52)$$

Où :

- h_{cpc} Représente le coefficient de transfert de chaleur entre deux surfaces parallèles délimitant un espace clos contenant de l'air $[W/m^2 \text{ } ^\circ C]$
- T_{cm} Température moyenne de la couverture transparente.

b) Les pertes thermiques Q_{rpc}

Cette quantité peut être calculée en considérant la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles infinies (la distance les séparant est faible devant leur largeur et leur longueur) grises et opaques (voir hypothèses ci-dessus), ces hypothèses permettent d'écrire :

$$Q_{rpc} = \sigma \frac{T_{pm}^4 - T_{cm}^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} \quad (2.53)$$

Que l'on peut aussi écrire :

$$Q_{rpc} = h_{rpc}(T_{pm} - T_{cm}) \quad (2.54)$$

Avec :

- h_{rpc} Représente le coefficient d'échange par rayonnement entre la paroi absorbante et la couverture:

$$h_{rpc} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 - T_{cm}^2)(T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.55)$$

Où :

- α_{pi} Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR
- α_{ci} Coefficient d'absorption de la couverture par rapport au rayonnement IR

c) Les pertes thermiques Q_{cca}

Cette quantité dépend principalement de la vitesse du vent peut se calculer par :

$$Q_{cca} = h_{cca}(T_{cm} - T_a) \quad (2.56)$$

Le coefficient de convection h_{cca} étant calculable par la corrélation suivante où u_{vent} est la vitesse moyenne du vent :

$$h_{cca} = h_{vent} = 5.7 + 3.8u_{vent} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.57)$$

d) Les pertes thermiques Q_{rca}

Ces pertes peut se calculer par :

$$Q_{rca} = \alpha_{ci}\sigma(T_{cm}^4 - T_E^4) \quad (2.58)$$

Où :

- α_{pi} Coefficient d'absorption de la plaque par rapport au rayonnement IR.
- T_{cm} Température moyenne de la couverture.
- T_E Température équivalent du ciel ou l'environnement ($T_E = T_a - 6$: Corrélation de WHILLIER).

Que l'on mette sous la forme :

$$Q_{rca} = h_{rca}(T_{cm} - T_a) \quad (2.59)$$

Avec :

$$h_{rca} = \frac{\alpha_{ci}\sigma(T_{cm}^4 - T_E^4)}{T_{cm} - T_a} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.60)$$

Après cette démarche le flux thermique perdu vers le haut par la plaque absorbante peut alors s'écrire :

$$Q_{pAV} = (h_{cpc} + h_{rpc})(T_{pm} - T_{cm}) = (h_{vent} + h_{rca})(T_{cm} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.61)$$

Remarque:

En réalité cette expression représente le bilan thermique de la couverture transparente, la connaissance de T_{pm} permet de calculer T_{cm} par la résolution d'une équation d'ordre quatre qui résulte de (2.61) à l'aide d'une méthode itérative. (Voir paragraphe : 2.4).

Exprimons maintenant ce flux par les températures T_{pm} et T_a et un seul coefficient h_{pAV} que l'on appelle coefficient de perte de chaleur vers l'avant h_{pAV} .

$$Q_{pAV} = h_{pAV}(T_{pm} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.62)$$

A partir des l'équation (2.26) et (2.27) on obtient :

$$Q_{pAV} = h_{pAV}(T_{pm} - T_a) = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{cpc} + h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} \quad (2.63)$$

Avec :

$$h_{pAV} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cpc} + h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.64)$$

2.3.4.2. Pertes thermiques vers l'arrière Q_{pAR}

Les pertes thermiques vers l'arrière peuvent s'écrire :

$$Q_{pAR} = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad [W/m^2] \quad (2.65)$$

Où :

- A Surface de l'absorbeur (capteur).
- e_i Epaisseur de l'isolant.
- λ_i Conductivité thermique de l'isolant [$W/m \text{ } ^\circ C$].

Que l'on peut aussi écrire :

$$Q_{pAR} = h_{pAR}(T_{pm} - T_a) \quad (2.66)$$

Avec h_{pAR} coefficient d'échange de chaleur vers l'arrière

$$h_{pAR} = \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.67)$$

2.3.4.3. Pertes thermiques totales Q_p

On obtient finalement les pertes totales du capteur vers le milieu extérieur :

$$Q_p = U(T_{pm} - T_a)$$

$$Q_p = Q_{pAV} + Q_{pAR}$$

$$Q_p = \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{cpc} + h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} + \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}}$$

Et l'expression du coefficient global de perte U s'écrit :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cpc} + h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} + \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (2.68)$$

2.3.5. Calcul du rendement

Nous allons développer le calcul du rendement d'un capteur solaire plan dont l'absorbeur est formé par deux collecteurs parallèles, un pour l'entrée du fluide caloporteur (coté froide) et l'autre pour la sortie (coté chaude).

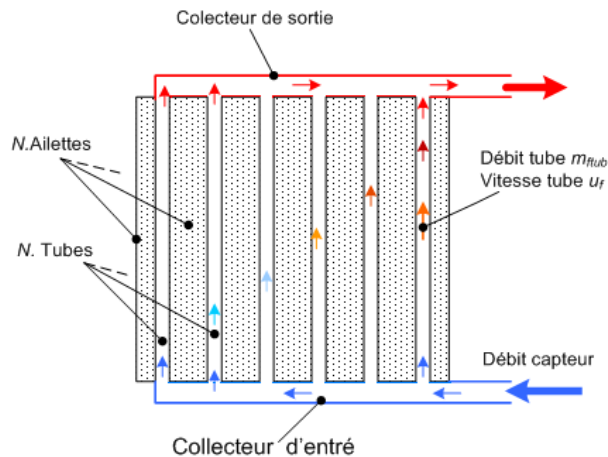


Fig. (2.14) : Coupe longitudinale d'un absorbeur.

Des tubes parallèles de mêmes dimensions assemblées verticalement aux collecteurs d'entrée et sortie. Entre ces tubes on trouve les ailettes, ce sont des plaques choisies de même matière et même épaisseur que les tubes assemblés sur les deux côtés de chaque pour

2.3.5.1. Profil transversal de température

Nous allons dans un premier temps déterminer le profil de température de la paroi absorbante dans la direction Oy perpendiculaire à la direction Ox de l'écoulement du fluide voir figure 2.18.

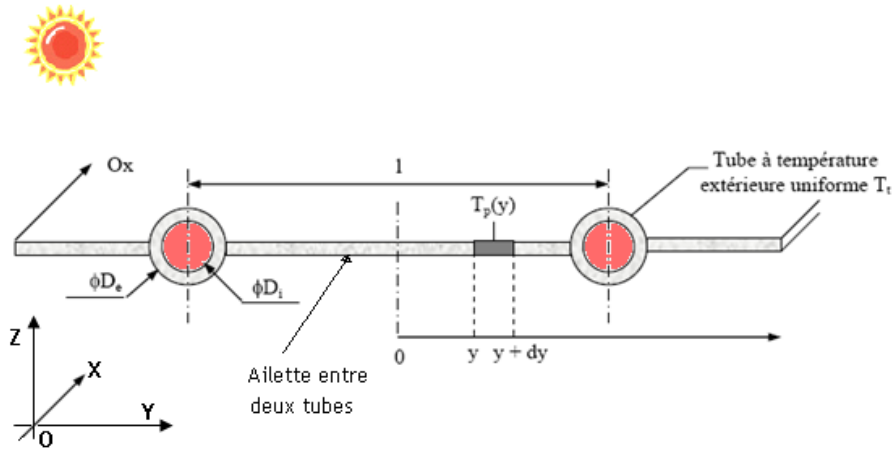


Fig. (2.15) : Schéma en coupe de l'absorbeur.

Nous allons détailler de plus à l'aide d'un schéma le bilan thermique du morceau de plaque de longueur unité compris entre y et $y + dy$ figure ci-dessus.

Alors le bilan s'écrit :

$$Q_s + (q_{cond})_y = (q_{cond})_{y+dy} + (q_{conv})_{AV} + (q_{conv})_{AR}$$

- $Q_p = (q_{conv})_{AV} + (q_{conv})_{AR} = U(T_{pm} - T_a)dy$ Représente les pertes totales vers le milieu extérieur
- $(q_{cond})_y = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_{pm}}{\partial y} \right)_y$ La quantité de chaleur qui traverse le morceau au point y par conduction du milieu de l'ailette ($x = 0$) vers le tube.

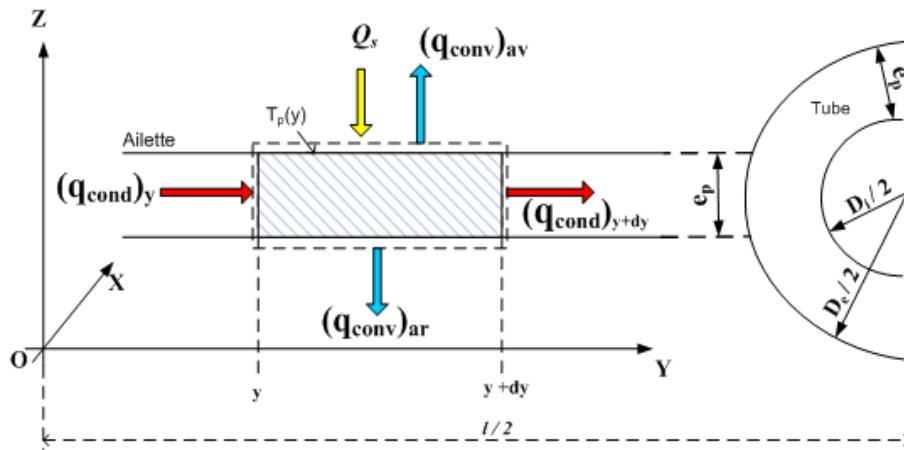


Fig. (2.16) : Schéma du bilan thermique d'un morceau d'ailette.

- $(q_{cond})_{y+dy} = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_{pm}}{\partial y} \right)_{y+dy}$ La quantité de chaleur qui sort du morceau au point $y + dy$ par conduction et se dirige vers le tube.

Donc :

$$Q_s - \lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_{pm}}{\partial y} \right)_y = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_{pm}}{\partial y} \right)_{y+dy} + U(T_{pm} - T_a)dy \quad (2.69)$$

Avec :

- Q_s Flux solaire absorbé par la plaque (morceau).

- $\lambda_p e_p$ Epaisseur et conductivité thermique de la paroi absorbante.
- U Coefficient global de perte de la paroi absorbante

Après développement de **TAYLOR** au voisinage de zéro $(q_{cond})_{y+dy}$ et on néglige les termes d'ordres supérieur à deux on obtient:

$$Q_s = -\lambda_p e_p \frac{\partial^2 T_{pm}}{\partial y^2} + U(T_{pm} - T_a)$$

$$\frac{\partial^2 T_{pm}}{\partial y^2} = \frac{U}{\lambda_p e_p} \left(T_{pm} - T_a - \frac{Q_s}{U} \right) \quad (2.70)$$

On peut poser :

$$\begin{cases} \bar{T}_p = T_{pm} - T_a - \frac{Q_s}{U} \\ \omega^2 = \frac{U}{\lambda_p e_p} \end{cases} \quad (2.71)$$

On obtient :

$$\frac{\partial^2 \bar{T}_p}{\partial y^2} - \omega^2 \bar{T}_p = 0 \quad (2.72)$$

Cette équation différentielle a la solution suivante :

$$\bar{T}_p(y) = C_1 \sinh(\omega y) + C_2 \cosh(\omega y) \quad (2.73)$$

On utilise les conditions aux limites pour calculer C_1 et C_2 :

$$\text{- En } y = 0; \left(\frac{\partial \bar{T}_p}{\partial y} \right)_{y=0} = 0 \quad \text{Par raison de symétrie, on en déduit : } C_1 = 0 \quad (2.74)$$

$$\text{- En } y = \frac{l-D_e}{2}; \bar{T}_p = T_t \quad \text{On déduit : } C_2 = \frac{T_t - T_a - \frac{Q_s}{U}}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]} \quad (2.75)$$

D'où :

$$\frac{T_{pm}(y) - T_a - \frac{Q_s}{U}}{T_t - T_a - \frac{Q_s}{U}} = \frac{\cosh(\omega y)}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]} \quad (2.76)$$

Le flux transféré par unité de longueur selon Ox à la base de la plaque en $y = \frac{l-D_e}{2}$ vers un tube Q_{pltb} s'écrit :

$$Q_{pltb} = -\lambda_p e_p \left(\frac{\partial T_{pm}}{\partial y} \right)_{y=\frac{l-D_e}{2}}$$

$$Q_{pltb} = \frac{T_t - T_a - \frac{Q_s}{U}}{\cosh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]} \omega \lambda_p e_p \sinh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right] = \frac{U}{\omega} \left(T_t - T_a - \frac{Q_s}{U} \right) \tanh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right] \quad (2.77)$$

La plaque comprise entre $y = 0$ et $y = \frac{l-D_e}{2}$ joue un rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube.

2.3.5.1.1. Rendement de l'ailette F :

Si toute cette ailette à la température uniforme T_t , le flux transféré de l'ailette au tube atteint son maximum et il s'écrit :

$$(Q_{pltb})_{max} = -[Q_s - U(T_t - T_a)] \left(\frac{l-D_e}{2} \right) \quad (2.78)$$

Le rendement de l'ailette est définie par :

$$F = \frac{Q_{pltb}}{(Q_{pltb})_{max}} = \frac{\tanh\left[\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)\right]}{\omega\left(\frac{l-D_e}{2}\right)} \quad (2.79)$$

2.3.5.1.2. Facteur d'efficacité de la plaque absorbante \hat{F} :

Le tube gagne également un flux solaire Q_{sltb} capté directement sur sa largeur apparente D_e supposée à la température uniforme T_t :

$$Q_{sltb} = D_e[Q_s - U(T_t - T_a)] \quad (2.80)$$

Le flux utile total gagné par un tube par unité de longueur selon l'axe Ox de l'écoulement du fluide s'écrit finalement en considérant que chaque tube reçoit le flux de deux ailettes de longueur $\frac{l-D_e}{2}$.

$$Q_{u1tb} = [Q_s - U(T_t - T_a)][D_e + F(l - D_e)] \quad (2.81)$$

Ce flux utile gagné par le tube est transmis au fluide à travers la résistance de conduction $\left(\frac{e_t}{\pi\lambda_t D_i}\right)$ du tube d'épaisseur e_t et la résistance de convection entre la paroi interne du tube et le fluide $\left(\frac{1}{\pi h_t D_i}\right)$, soit

$$Q_{u1tb} = \frac{T_t - T_f}{\frac{e_t}{\pi\lambda_t D_i} + \frac{1}{\pi h_t D_i}} \quad (2.82)$$

On peut éliminer la température T_t en égalant les deux expressions de Q_{u1tb} et l'on obtient finalement l'expression du flux utile gagné par chaque tube par unité de longueur dans la direction Ox de l'écoulement du fluide caloporteur :

$$Q_{u1tb} = \frac{[Q_s - U(T_f - T_a)][D_e + F(l - D_e)]}{1 + U\left[\frac{e_t}{\pi\lambda_t D_i} + \frac{1}{\pi h_t D_i}\right]} [W/m] \quad (2.83)$$

Que l'on écrit sous la forme simplifiée :

$$Q_{u1tb} = l\hat{F}[Q_s - U(T_f - T_a)] [W/m] \quad (2.84)$$

Avec :

$$\hat{F} = \frac{\frac{1}{U}}{l\left[\frac{1}{[D_e + F(l - D_e)]U} + \frac{e_t}{\pi\lambda_t D_i} + \frac{1}{\pi h_t D_i}\right]} \quad (2.85)$$

\hat{F} Apparaît comme le rapport de la résistance thermique au transfert entre la plaque et l'extérieur $\left(\frac{1}{U}\right)$ sur la résistance thermique au transfert entre le fluide et l'extérieur $l\left[\frac{1}{[D_e + F(l - D_e)]U} + \frac{e_t}{\pi\lambda_t D_i} + \frac{1}{\pi h_t D_i}\right]$. \hat{F} Est donc un nombre inférieur ou égal à l'unité appelé facteur d'efficacité de la plaque absorbante.

2.3.5.2. Profil de température dans le sens de l'écoulement du fluide

Considérons un tube de longueur L parmi les n tubes du capteur, le fluide entre dans le tube à la température T_{fe} et en ressort à la température T_{fs} . d'après ce qui précède, chaque tube gagne un flux utile de Q_{u1tb} par unité de longueur dans le sens Ox de l'écoulement du fluide.

Effectuons un bilan thermique sur la portion de fluide contenue dans un tube entre les distances x et $x + dx$ à partir de l'entrée du tube:

$$\frac{\dot{m}}{n} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = Q_{u1tb} dx \quad (2.86)$$

Où :

- \dot{m} Débit total du fluide dans l'absorbeur constitué de n tubes en parallèle [kg/s].
- C_p Capacité calorifique du fluide.

On en déduit :

$$\frac{\dot{m}}{n} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l\dot{F} [Q_s - U(T_f - T_a)] dx \quad (2.87)$$

Par intégration par rapport à x entre 0 et x , on obtient le profil de température longitudinal du fluide:

$$\frac{T_f(x) - T_a - \frac{Q_s}{U}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{U}} = \exp\left(-\frac{n l \dot{F} U}{\dot{m} C_p} x\right) \quad (2.88)$$

Et par intégration entre $x = 0$ et $x = L$, on obtient l'expression suivante de la température de sortie T_{fs} du fluide dans laquelle $A = n l$. L_{tub} est la surface de l'absorbeur ($L_{tub} = \text{longuer tube} = \text{longuer capteur}$):

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_s}{U}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{U}} = \exp\left(-\frac{A \dot{F} U}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.89)$$

On peut également calculer la température moyenne du fluide dans l'absorbeur par :

$$T_{f\text{moy}} = \frac{1}{L_{tub}} \int_0^{L_{tub}} T_f(x) dx$$

Qui conduit à l'expression suivante :

$$T_{f\text{moy}} = T_a + \frac{Q_s}{U} + \left(T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{U}\right) \frac{\dot{m} C_p}{A \dot{F} U} \left[1 - \exp\left(-\frac{A \dot{F} U}{\dot{m} C_p}\right)\right] \quad (2.90)$$

2.3.5.3. Calcul du rendement global

Le flux utile gagné sur la surface totale $A = l \cdot L_{tub}$ de l'absorbeur peut se calculer par :

$$Q_u = n \int_0^{L_{tub}} Q_{u1tb} dx$$

Avec :

$$Q_{u1tb} = l\dot{F} [Q_s - U(T_f - T_a)] \quad \text{Et} \quad \frac{T_f(x) - T_a - \frac{Q_s}{U}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{U}} = \exp\left(-\frac{n l \dot{F} U}{\dot{m} C_p} x\right)$$

Le calcul de cette intégrale conduit à :

$$Q_u = A F_R [Q_s - U(T_{fe} - T_a)] \quad [W] \quad (2.91)$$

$$Q_u = F_R [Q_s - U(T_{fe} - T_a)] \quad [W/m^2] \quad (2.92)$$

Où F_R est le facteur de conductance de l'absorbeur défini par :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U} \left[1 - \exp\left(-\frac{n A \dot{F} U}{\dot{m} C_p}\right)\right] \quad (2.93)$$

Le rendement global du capteur tel que défini par la relation (2.12) s'écrit finalement :

$$\eta = F_R \left[\eta_R - \frac{U(T_{fe} - T_a)}{Q_s}\right] \quad (2.94)$$

Où η_R est le rendement optique défini par la relation (2.14) ($\eta_R = \frac{Q_s}{G^*}$)

Remarque :

On trouve une autre expression ^[7] du rendement en fonction T_{pm} et \dot{F} au lieu de T_{fe} et F_R

$$\eta = \dot{F} \left[\eta_R - \frac{U(T_{pm} - T_a)}{Q_s} \right] \quad (2.95)$$

2.3.5.4. Température moyenne de l'absorbeur

Par définition du coefficient global de pertes défini par la relation (2.11), on a :

$$Q_u = Q_s - U(T_{pm} - T_a) \quad [W/m^2] \quad (2.96)$$

On en déduit :

$$T_{pm} = T_a + \frac{Q_s - Q_u}{U} \quad [^\circ C] \quad (2.97)$$

Où : $Q_u = F_R [Q_s - U(T_{fe} - T_a)]$

2.3.6. Mode de circulation du fluide caloporteur

Le choix de la vitesse du fluide caloporteur et donc de son débit résulte d'un compromis pour obtenir des pertes de charges limitées (elles augmentent avec la vitesse) et un coefficient de transfert de chaleur de convection fluide/absorbeur élevé (il augmente lui aussi avec la vitesse).

La circulation du fluide caloporteur peut assurer par deux manières :

- *Circulation naturelle (Thermosiphon) :*
La température de l'absorbeur qui est la plus élevée dans l'installation du capteur provoque la circulation du fluide par différence de densité.
- *Circulation forcée (avec pompe) :*
Une pompe installée dans le circuit du capteur assure la circulation du fluide.

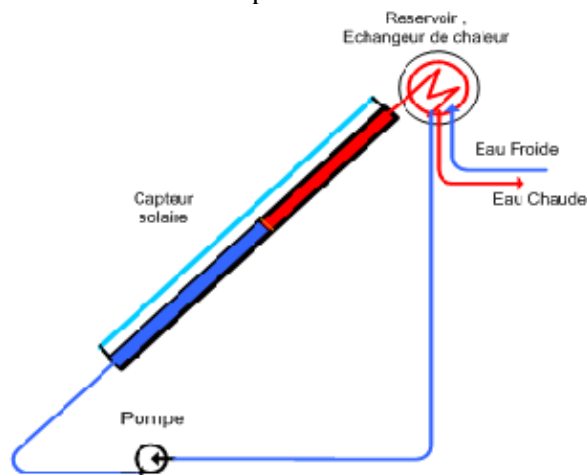


Fig. (2.17) : Installation d'un capteur solaire avec pompe
Circulation forcée.

2.3.6.1. Installation a thermosiphon

Vitesse d'écoulement dans les tubes u_{ftub} et le débit \dot{m}_f peut être évaluée par l'interaction du phénomène du thermosiphon qui génère une force H_T avec les forces des pertes des charges engendrée dans le système H_f .

La densité du fluide (eau) dans le tube peut être déterminée par une expression quadratique fonction de la température moyenne T_f (**Close, 1962**) de la forme :

$$\rho(T_{fm}) = a_1 T_{fm}^2 + a_2 T_{fm} + a_3 \quad [Kg/s] \quad (2.98)$$

Dans notre cas on peut utiliser la corrélation suivante :

$$\rho(T_{fm}) = -4.05 \cdot 10^{-6} T_{fm}^2 - 3.906 \cdot 10^{-5} T_{fm} + 1.0002556 \quad [Kg/s] \quad (2.99)$$

T_{fm} En °C

Les coefficients constants prennent pour valeurs :

$$\begin{aligned} a_1 &= -4.05 \cdot 10^{-6} \\ a_2 &= -3.906 \cdot 10^{-5} \\ a_3 &= 1.0002556 \end{aligned}$$

La distribution de la température dans la direction de l'écoulement peut être assumée linéaire, alors si T_{fe} et T_{fs} sont respectivement les températures de l'eau à l'entrée et la sortie du capteur T_{fm} sera la température moyenne de l'eau dans le tube. Soit h le déplacement vertical de l'eau lors de son passage du bas en haut de capteur, alors il a été montré par **M.Close 1962** que :

$$H_T = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{2} (2a_1 T_f + a_2) h \quad (2.100)$$

Mais $h = L_{tub} \sin \varphi$ donc :

$$H_T = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{2} (2a_1 T_f + a_2) L_{tub} \sin \varphi \quad (2.101)$$

Avec : (L et φ) longueur et inclinaison du capteur

Le coefficient de perte de charge est la somme des pertes singulière est linéaire dans le parcours de l'écoulement.

$$H_f = f \frac{L_{tub}}{D_i} \frac{u_f^2}{2g} + K_S \frac{u_f^2}{2g}$$

$$H_f = \left(f \frac{L}{D_i} + K_S \right) \frac{u_f^2}{2g} \quad (2.102)$$

$$\text{Et} \quad f = \frac{64}{Re} = \frac{64\nu_f}{u_f D_i} \quad (2.103)$$

Avec :

f Facteur de frottement (fluide paroi intérieure du tube)

K_S Coefficient des pertes de charge singulière

L_{tub} Longueur du tube.

La vitesse u_f peut être déterminée en égalant H_T avec H_f

$$H_T = H_f$$

$$\frac{T_{fe} - T_{fs}}{2} (2a_1 T_f + a_2) L \sin \varphi = \left(f \frac{L}{D_i} + K_S \right) \frac{u_f^2}{2g} \quad (2.104)$$

On obtient des valeurs pour la vitesse, on recalcule par l'équation de l'énergie la nouvelle température de l'eau dans le capteur, et à l'issue de ce procéder itératif on converge vers la valeur de la vitesse de l'écoulement induit par le phénomène du thermosiphon.

2.3.6.2. Installation a pompe

La pompe est entraînée par un moteur électrique placé avant le capteur assure la circulation du fluide caloporteur dans un circuit « hydraulique » fermé qui se compose généralement d'une pompe, capteur, échangeur de chaleur dans un réservoir et la tuyauterie pour fermer le circuit.

Supposons que le débit total \dot{m}_f à l'entrée du capteur (collecteur) connu, donc on peut calculer :

a) *Le débit dans un tube :*

$$\dot{m}_{ftub} = \frac{\dot{m}_f}{n} = \frac{\pi D_i^2}{4} \rho u_{ftub} \quad (2.105)$$

b) *La vitesse dans un tube*

$$u_{ftub} = \frac{4\dot{m}_f}{\pi n \rho D_i^2} \quad (2.106)$$

2.3.7. Autres gradeurs caractéristiques

2.3.7.1. Rayonnement de seuil

Nous avons établi précédemment les expressions :

$$Q_u = \frac{\dot{m}C_p}{A} (T_{fs} - T_{fe}) = F_R [Q_s - U(T_{fe} - T_a)]$$

Pour une valeur de T_{fe} donnée (par exemple la température en début de la journée de l'eau issue d'un ballon de stockage redescendue à 45°C pendant la limite), il apparaît que l'éclairement solaire G^* atteignant un capteur doit supérieur à une certaine valeur appelée *rayonnement de seuil* que nous noterons G_s^* pour que le flux utile soit positif. Cette valeur G_s^* est donnée par :

$$G_s^* = \frac{U(T_{fe} - T_a)}{\tau_{cs} \alpha_{ps}} \quad [W/m^2] \quad (2.107)$$

Cette valeur est importante en pratique car des valeurs de l'éclairement solaire inférieur a G_s^* , le flux utile est nul. il ne faut donc pas prendre en compte les valeurs $G^* < G_s^*$. On cherchera à obtenir un rayonnement de seuil le plus faible possible.

2.3.7.2. Température limite

Si, pour un éclairement solaire G^* donné le débit du fluide caloporteur s'annule, la température moyenne T_{pm} de la paroi absorbante va augmenter jusqu'à atteindre une valeur d'équilibre appelée température limite T_{pl} solution de l'équation du bilan thermique global de l'absorbeur :

$$Q_u = 0 \quad ; \quad T_{fe} = T_{pl}$$

$$Q_s - U(T_{pl} - T_a) = 0$$

D'où

$$T_{pl} = T_a + \frac{Q_s}{U} \quad [^\circ C] \quad (2.108)$$

Il faut considérer le comportement des matériaux utilisés à la température limite de fonctionnement correspondant à l'éclairement solaire maximum ($G^* \cong 1000 W/m^2$) pour éviter tout risque de dégradation du capteur.

Supposons qu'on a un capteur solaire d'ont le coefficient global de perte thermique $U = 6.2 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ (isolation jugé bonne), et la température ambiante peut atteindre $T_a = 50^\circ C$ (zone chaude). Alors la température limite sera : $T_{pl} = 211.3^\circ C$

Donc il faut éviter de choisir les matériaux de construction qui changent leur comportement géométrique, métallurgique et optique au voisinage de cette température 211.3°C par exemple il est mieux utiliser une couverture transparente en verre que on plastique...etc.

2.3.7.3. Inertie thermique

Avant d'atteindre un régime soum permanent (bien que l'éclairement solaire varie de façon continue, on pourra le considérer constant sur une période d'une heure par exemple), le capteur passe par une phase de régime variable qui l'amène de la température ambiante T_a (à laquelle il se trouve en début de journée) à sa température de fonctionnement T_{fs} .

Le bilan global de la phase de mise en température d'une durée t_m peut être mis sous la forme :

$$Q_s A = U(T_{pm} - T_a)A + \frac{\dot{m}c_p(T_{fe} - T_{fe})}{t_m} \quad [W] \quad (2.109)$$

Où :

- $Q_s A$ Flux solaire moyen absorbé lors de la phase de mise en température en $[W]$.
- T_{pm} Température moyenne de l'absorbeur lors de la phase de mise en température
- t_m Temps nécessaire à la mise en température

La durée de la phase de mise en température s'écrit donc :

$$t_m = \frac{\dot{m}c_p(T_{fe} - T_{fe})}{[Q_s - U(T_{pm} - T_a)]A} \quad [Sec] \quad (2.110)$$

2.3.7.4. Pertes de charge

Les frottements du fluide caloporteur dans les conduites entraînent des pertes de charge qui sont principalement fonction de la vitesse d'écoulement du fluide.

La connaissance des pertes de charge totale permet d'assurer un écoulement suffisant du fluide en convection naturelle (thermosiphon) ou de calculer la puissance de la pompe de circulation.

Les pertes de charge totale ΔP_{Tot} se divisent en deux parties distinctes :

$$\Delta P_{Tot} = \Delta P_L + \Delta P_S \quad [Pa] \quad (2.111)$$

Avec :

- ΔP_L Pertes de charge Linéaire (exprime les pertes d'énergie cinétique par frottement entre fluide et paroi).
- ΔP_S Pertes de charge singulière (exprime les pertes d'énergie cinétique par choc entre fluide et paroi de la conduite ou les organes placées dans la conduite).

Les pertes de charge en ligne régulières (Linéaire) dans une conduite à parois lisses sont données par :

$$\Delta P_L = n f \frac{L}{D_i} \rho_f \frac{u_f^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.112)$$

Avec :

- $f = \frac{64}{Re}$ si $Re < 2000$ écoulement laminaire
- $f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$ si $Re > 2000$ écoulement turbulent

Les pertes de charge en ligne non régulière (Singulière) dans une conduite ou au travers un organe tell que Coude 90°, Vanne, Pompe,...etc. Sont données par :

$$\Delta P_S = K_S \rho_f \frac{u_f^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.113)$$

Où :

- f Coefficient des pertes de charge linéaire (ou coefficient de frottement)

- K_S Coefficient des pertes de charge Singulière dépend de la forme géométrique de la conduite ou l'organe place dans la conduite
- ρ_f Masse volumique du fluide
- L Longueur de la conduite
- D_i Diamètre intérieur de la conduite, pour le cas des collecteurs $D_i = D_{icoll}$

Dans notre cas on :

K_T : Les raccordements entre tubes/collecteurs en forme de T renversé (\perp) à l'entrée et T (\top) à la sortie au nombre de $(2n - 2)$.

K_C : Les raccordements sous forme d'un coude de 90° (\perp) et (\lrcorner) au nombre de deux.

Donc au total on a :

$$\Delta P_S = \rho_f ((2n - 2)K_T + 2K_C) \frac{u_f^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.114)$$

C'est-à-dire le coefficient des pertes de charges singulières K_S prend l'expression suivante :

$$K_S = 2[(n - 1)K_T + K_C] \quad (2.115)$$

Donc :

$$\Delta P_{Tot} = \rho_f \left[(2n - 2)K_T + 2K_C + nf \frac{L}{D_i} \right] \frac{u_f^2}{2} \quad (2.116)$$

2.3.8. Méthode de calcul d'un capteur solaire plan

On se place ici dans le cas de figure où l'on dispose d'un capteur solaire plan dont on connaît les dimensions et les propriétés thermiques et optiques des différents éléments constitutifs. Le problème est de déterminer son rendement dans des conditions météorologiques données. Les inconnues principales du problème sont T_{pm} , T_{cm} , U et η .

On utilise une méthode itérative^[2] avec les étapes suivantes :

- 1) On fixe une valeur arbitraire « réaliste » de T_{pm}
- 2) On calcule T_{cm} par résolution de l'équation du bilan thermique de la couverture (2.61)
- 3) On calcule les différents coefficients d'échange par convection et rayonnement puis le coefficient globale de pertes U par l'une des relations (2.68).
- 4) On calcule F , \dot{F} , F_R et η par les relations (2.783) à (2.95).
- 5) On recalcule T_{pm} par la relation (2.97).
- 6) On compare la valeur recalculée à la valeur de départ. Si la différence dépasse un critère de convergence à fixer ($Ecart = (T_{pm})_i - (T_{pm})_{i+1} > 0.05 \text{ } ^\circ\text{C}$ par exemple), on réitère la boucle de calcul en prenant comme valeur initiale la valeur recalculée. Si non on arrête le calcul en retenant les résultats de la dernière boucle.

2.4. Calcul des paramètres d'un capteur solaire plan

2.4.1. Vitesse de circulation du fluide

Quelque soit la méthode choisi pour les calculs des caractéristiques du capteur, la vitesse de circulation du fluide qui définit le type de l'installation (a pompe ou thermosiphon) est très importante de la connaître préalablement.

2.4.1.1. Installation a pompe

Le débit et la vitesse est obtenue directement a partir des données techniques de la pompe.

2.4.1.2. Installation a thermosiphon

Pour calculer la vitesse provoquée par le phénomène du thermosiphon on se base sur la température moyenne de l'absorbeur alors on suit les étapes suivants :

1) On fixe une valeur arbitraire réaliste

$$T_{pm} = 60^{\circ}\text{C} = 333\text{K}$$

2) On pose la température du fluide

- $T_{fe} = T_a$ Température de l'ambient.

- $T_{fs} = \frac{4(T_{pm} - \Delta T) - T_a}{3}$ Cette expression est obtenue à partir de la relation (2.44)

- On pose $\Delta T = 3$

- $T_{fm} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} = \frac{T_{fe} + 2(T_{pm} - \Delta T)}{3}$ Température moyenne du fluide

3) Valeur initiale des pertes des charges H_T

$$H_T = (T_a + T_{fm})(2\alpha_1 T_{fm} + \alpha_2)L \sin \varphi \quad (2.117)$$

4) On calcul la vitesse

On calcul la vitesse a partir de l'équation d'énergie sous la forme d'un polynôme d'ordre deux :

$$A_1 u_f^2 + B_1 u_f + C_1 = 0 \quad (2.118)$$

Avec :

$$\begin{cases} A_1 = \xi / (2g) \\ B_1 = \frac{64Lv_f}{D_i^2} \\ C_1 = H_T = (T_a + T_{fm})(2\alpha_1 T_{fm} + \alpha_2)L \sin \varphi \end{cases}$$

On reprend la racine la plus petite et de signe positif.

Remarque :

Afin de faciliter les calculs de la vitesse, débit et pertes des charges on intègre les étapes des itérations dans le programme principale car ce dernier contient déjà le calcul par itération de la température moyenne de la paroi absorbante T_{pm} .

2.4.2. Calcul des paramètres principaux

Après la présentation de la méthode de détermination de la vitesse du fluide dans les tubes de l'absorbeur (a pompe ou thermosiphon) que l'on va utiliser pour savoir le régime d'écoulement et le mode de transfert de chaleur ainsi que l'estimation des pertes de charge dans le capteur, on revient maintenant aux étapes des calculs par itération des paramètres du capteur (cité ci-dessus).

Les données est les caractéristiques du capteur considéré comme model et base de calcul pour n'importe quel appareil similaire sont présentés dans le tableau (2.2) ci-dessous.

2.4.2.1. Fixation d'une valeur arbitraire réaliste de $T_{pm(0)}$

$$T_{pm(0)} = 60^{\circ}\text{C} = 333\text{K}$$

2.4.2.2. Calcul de T_{cm}

On calcul T_{cm} à partir de la résolution de l'équation (2.61)

$$(h_{cpc} + h_{rpc})(T_{pm} - T_{cm}) = (h_{vent} + h_{rac})(T_{cm} - T_a)$$

Avec :

$$T_E = T_a - 6$$

$$h_{vent} = 5.7 + 3.8U_{vent}$$

$$h_{rac} = \frac{\sigma \alpha_{ci}(T_{cm}^4 - T_E^4)}{T_{cm} - T_a}$$

$$h_{rpc} = \frac{\sigma(T_{pm}^2 - T_{cm}^2)(T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1}$$

$$h_{cpc} = \frac{\lambda_a}{d} (Nu)_{cpc}$$

On développe l'équation (2.61) sous la forme d'un polynôme d'ordre 4.

$$A + BT_{cm} + CT_{cm}^4 = 0 \quad (2.119)$$

Avec les relations des constantes A , B et C :

$$A = h_{cpc}T_{pm} + \frac{\sigma T_{pm}^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} + h_{vent}T_a + \sigma \alpha_{ci}T_E^4 \quad (2.120a)$$

$$B = -(h_{cpc} + h_{vent}) \quad (2.120b)$$

$$C = -\left(\frac{\sigma}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} + \sigma \alpha_{ci}\right) \quad (2.120c)$$

Tableau (2.2) : Données du capteur

Absorbeur	Symbole	Unité	Valeur
Matière des tubes avec les ailettes	Cu Cuivre		
Coefficient d'absorption (pour les rayons solaire)	α_{ps}	-	0.95
Coefficient d'émissivité (Rayons infrarouge)	ε_{pi}	-	0.95
Epaisseur	e_{pt}	m	0.002
Diamètre intérieur pour l'absorbeur à tube	d_i	m	0.014
Diamètre extérieur pour l'absorbeur à tube	D_e	m	0.018
Diamètre intérieur des collecteurs d'entrée et sortie	D_{icoll}	m	0.024
Coefficient de conductivité thermique	λ_p	$w/m^{\circ}k$	389
Distance entre deux tubes ($l =$ Longueur d'une ailette + D_e)	l	m	0.07
Epaisseur de l'ailette égale épaisseur tube (On suppose : $e_{pt} = e_{pl}$)	e_{pl}	m	0.002
Couverture			
Matière	Verre ordinaire		
Coefficient d'absorption (pour les rayons solaire)	α_{cs}	-	0.90
Coefficient d'absorption (pour les rayons infrarouge)	α_{ci}	-	0.1

Coefficient d'émissivité (Rayons infrarouge)	ε_{ci}	-	0 .90
Coefficient de transmission (pour les rayons solaire)	τ_{cs}	-	0 .87
Epaisseur	e_c	mm	0 .00 3
Isolation			
Matière	Laine de verre		
Coefficient de conductivité thermique	λ_i	w/m ^{°k}	0 .05
Epaisseur	e_i	mm	0 .05
Météorologique			
Température ambiante	T_a	°C	2 0
Vitesse du vent	U_{vent}	km/h	2 0
Positionnement			
Ville	ANNABA		
La latitude	L	deg	
Longitude	λ	deg	
Heure	Hr	deg	
Inclinaison	φ	deg	3 .6
Dimensions			
Longueur	L	m	2
Largeur	Lr	m	1
Profondeur	Lp	m	0 .124
Distance entre absorbeur et couverture	d	mm	0 .05
Fluide caloporteur			
Fluide	Eau		
Capacité calorifique	C_p	Kcal/kg	4 .18
Débit	\dot{m}	Kg/s	0 .02
Température d'entre au capteur	T_{fe}	°C	2 0
Fonctionnement			
Régime de fonctionnement	Permanant		
Température de fonctionnement ($T_{pm(0)}$)	T_{pm}	°C	6 0

Calculons maintenant les paramètres inconnus T_E , h_{vent} et h_{cpc}

1. Température de l'environnement T_E

$$T_E = T_a - 6$$

$$T_a = 20^\circ C$$

$$T_E = 14^\circ C = 287K$$

2. Coefficient de convection du vent h_{vent}

$$h_{vent} = 5.7 + 3.8U_{vent}$$

$$U_{vent} = 20 \text{ km/h} = 5.55 \text{ m/s}$$

$$h_{vent} = 26.81 \text{ w/m}^2\text{°K}$$

3. Coefficient de transfert de chaleur par convection entre absorbeur et couverture h_{cpc}

Afin d'utiliser la relation empirique de **Hollands(1976)** en considère la paroi absorbante et la couverture comme deux surfaces parallèles délimitant un espace contenant de l'air.

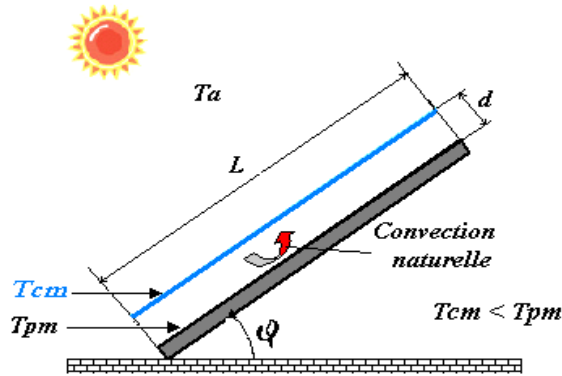


Fig. (2.18) : Convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre

$$N_u = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{G_r P_r \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1.8\varphi)^{1.6})}{G_r P_r \cos \varphi} \right] + \left[\left(\frac{G_r P_r \cos \varphi}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^* \quad (2.121a)$$

$$N_u = (\sin \varphi)^{1/4} N_u(90^\circ) \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^* \quad (2.121b)$$

$$N_u = 1 + [N_u(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^* \quad (2.121c)$$

$$\text{Avec :} \quad \varphi^* = \tan^{-1}(4800 P_r) \quad (2.121d)$$

3.1. Propriétés de l'air à la température moyenne T_{moy} .

$$T_{moy} = \frac{T_a + T_{pm}}{2} \quad (2.122)$$

$$T_{moy} = \frac{20+60}{2} = 40^\circ\text{C} = 313 \text{ K}$$

Tableau (2.3) : Formules et propriétés de l'air a T_{moy}		
Formules	Valeurs	Unités
$\rho = 353 / (T_{moy} + 273)$	1.1278	Kg/m^3
$\lambda_a = 7.57 \cdot 10^{-5} T_{moy} + 0.0242$	0.0272	$\text{W/m}^\circ\text{C}$
$\mu = 10^{-5} (0.0046 T_{moy} + 1.7176)$	$1.901 \cdot 10^{-5}$	Pas
$P_r = -2.5 \cdot 10^{-4} T_{moy} + 0.7147$	0.704	-
$\beta = \frac{1}{T_{moy} + 273}$	0.00319	-
NB : Ces relations son valables entre 0 et 100°C ^[1]		

3.2. L'angle φ^* .

$$\varphi^* = \tan^{-1}(4800 P_r) = \tan^{-1}(3397.2) = 89.98 \text{ deg}$$

$$\text{Donc : } 0 < \varphi = 36 < \varphi^* = 89.98^\circ$$

3.2.1. Nombre de Grachauff Gr

$$G_r = \frac{g \rho^2 \Delta T d^3 \beta}{\mu^2} \quad (2.123)$$

$$- \Delta T = T_{pm} - T_a = 40 - 20 = 20^\circ\text{C}$$

$$- G_r = 275324.047$$

3.2.2. Nombre de Nusselt Nu

$$N_u = 4.408$$

3.3. Le coefficient h_{cpc}

$$\begin{aligned} h_{cpc} &= \frac{\lambda_a}{d} (Nu)_{cpc} \\ &= \frac{0.0272}{0.05} 4.408 = 2.4 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

Tous les paramètres pour calculer les constantes A, B et C son connus. Ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} A &= 9222.101 \\ B &= -29.211 \\ C &= -6.901 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

Alors l'équation sous forme polynôme d'ordre 4 s'écrit :

$$9222.101 - 29.211T_{cm} - 6.901 \cdot 10^{-8}T_{cm}^4 = 0 \quad (2.124)$$

La solution de cette équation a l'aide d'un programme son algorithme basé sur la méthode des approximations successives

On obtient :

$$T_{cm} = 24.25^\circ\text{C} = 298.46 \text{ K}$$

Cette température (résultat de calcul de la première itération) est acceptable si on la compare avec la température ambiante 20°C différence de 5.5°C . C'est-à-dire qu'il y a un échauffement de la vitre par rapport a la température de l'ambiant

3.3.1.1. Coefficient globale de pertes U

On calcul d'abord les différents coefficients d'échange de chaleur par convection, conduction et rayonnement puis les coefficients global (total) U par l'une des relation suivantes :

➤ Cas 1 : Capteur solaire plan sans couverture transparente :

$$\begin{cases} U_0 = h_{pAV0} + h_{pAR0} \\ U_0 = h_{rac} + h_{vent} + \frac{1}{\frac{e_i}{\lambda_i A} + \frac{1}{h_{vent}}} \end{cases}$$

➤ Cas 2 : Capteur solaire plan avec couverture transparente :

$$\begin{cases} U = h_{pAV} + h_{pAR} \\ U = \frac{1}{\frac{1}{h_{cpc} + h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} + \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is} A} + \frac{1}{h_{vent}}} \end{cases}$$

En suite on passe au cas 3 ou le capteur contient plus d'une couverture

1. Calcul des paramètres du coefficient global des pertes U

Il est fonction de sept paramètres.

$$U = f(h_{cpc}, h_{rpc}, h_{vent}, h_{rca}, \lambda_i, A, e_i)$$

2. Les paramètres connus

$$h_{cpc} = 2.4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$h_{vent} = 26.81 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pour l'isolation on a :

$$e_i = 0.05 \text{ m}$$

$$\lambda_i = 0.05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A = Ln.Lr = 2\text{m}^2$$

3. Calcul des paramètres inconnus

$$h_{rpc} \text{ et } h_{rca}$$

3.1. Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la paroi et la couverture h_{rpc}

On a :
$$h_{rpc} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 - T_{cm}^2)(T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1}$$
 Tous les paramètres sont connus

$$h_{rpc} = 0.01445 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.2. Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement entre la paroi et la couverture h_{rca}

On a

$$h_{rca} = \frac{\alpha_{ci} \sigma (T_{cm}^4 - T_a^4)}{T_{cm} - T_a}$$
 Tous les paramètres sont connus

$$h_{rca} = 12.286 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Regroupons-nous les résultats des calculs des coefficients globaux avant, arrière et totaux pour les deux cas du capteur (sans et avec couverture) dans le tableau suivant :

Tableau (2.4) : Coefficient des pertes global			
Capteur solaire plan	h_{pAV} [W/m ² K]	h_{pAR} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Sans	39.09	1.861	40.96
Avec	2.274	1.861	4.135

Remarque :

Le coefficient de perte vers l'arrière reste constant car les conditions (isolation arrière et la latérale) du capteur sont toujours fixes.

➤ Cas 3 : Capteur solaire plan à multi couvertures transparentes

La procédure de calcul des pertes avant devient assez lourde lorsque le nombre de couverture transparente augmente. Pour s'en affranchir **Duiffie et Beckman 1980** [3] donnent une relation empirique à **Klein** permettant de calculer le coefficient de pertes vers l'avant h_{pAV} pour des températures de l'absorbeur compris entre 0° et 147°C avec une erreur inférieure ou égale à 0.3 W/m²°C.

$$h_{pAV} = \frac{1}{\frac{N}{\left(\frac{C}{T_{pm}}\right)^{0.33} \frac{1}{N+r}} + \frac{1}{h_{vent}}} + \frac{\sigma (T_{pm}^2 - T_a^2)(T_{pm} - T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_{pi} + 0.05 N (1 + \varepsilon_{pi})} + \frac{2N+r-1}{\varepsilon_{ci}} N} \quad (2.125)$$

Avec :

$$r = (1 - 0.04 h_{vent} + 0.0005 (h_{vent})^2)(1 - 0.09N) \quad (2.126a)$$

$$C = 365.9 (1 - 0.0088 \varphi + 0.00013 \varphi^2) \quad (2.126b)$$

ε_{pi} = Emissivité de l'absorbeur par rapport au rayonnement infrarouge.

ε_{ci} = Emissivité de la couverture par rapport au rayonnement infrarouge.

N = Nombre de vitre au dessus de l'absorbeur.

$h_{vent} = 5.7 + 3.8u_{vent}$ Et u_{vent} = Vitesse du vent.

En plus l'application de cette formule nécessite les conditions suivantes : (2.126c)

- $47^\circ\text{C} < T_{pm} < 147^\circ\text{C}$ Température paroi absorbante
- $-13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}$ Température ambiante.

- $0.1 < \varepsilon_{pi} < 0.95$ Emissivité de l'absorbeur.
- $0 \leq u_{vent} \leq 10 \text{ m/s}$ Vitesse du vent.
- $0 \leq N \leq 3$ Nombre de vitre.
- $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$ Angle d'inclinaison du capteur.

Appliquons cette formule dans notre cas pour différentes valeurs de N :

- $\varepsilon_{pi} = 0.9$, $\varepsilon_{ci} = 0.9$ et $T_{pm} = 602^\circ\text{C}$, $T_a = 20^\circ\text{C}$.
- $N = 0, 1, 2$ et 3 .
- $u_{vent} = 5.55 \text{ m/s}$, $h_{vent} = 26.81 \text{ w/m}^2\text{K}$ et $\varphi = 36 \text{ deg}$ sont déjà calculés.
- C dépend seulement de l'angle d'inclinaison $C = 365$

Mettons les résultats des calculs dans un tableau récapitulatif

N	$h_{pAV} [W/m^2 K]$	$U [W/m^2 K]$	Gain %
0	51.899	53.76	-
1	5.171	7.032	90.04
2	2.861	4.722	94.48
3	1,979	3.84	96.19

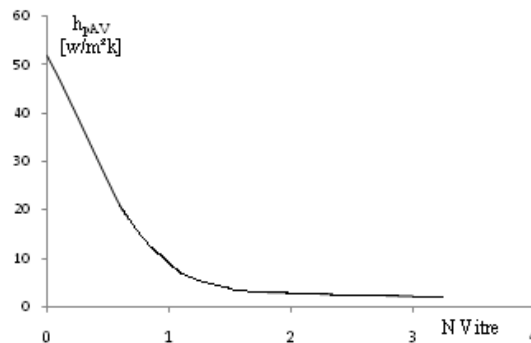


Fig. (2.19) : Coefficient global de pertes de chaleur en fonction du nombre de couvertures

La courbe ci-dessus nous montre l'influence du nombre des vitres au dessus de l'absorbeur sur les pertes de puissance du capteur vers l'avant c'est-à-dire h_{pAV} elle est remarquable a partir de la première vitre, mais pour les deuxième et troisième vitre le gain apporté au coefficient de perte global varier entre 4.48 et 6.19% .C'est la raison pour la quelle dans le marché le nombre des vitres N des capteurs solaire plan rarement dépasse $N = 2$.

Remarque :

- La température de la paroi absorbante augmente avec le nombre des vitres (voir effet de serre).
- Le rendement optique décroît si le nombre de couverture augmente et ceci à cause de la démunissions de la puissance des rayons lorsqu'ils passent d'une vitre a l'autre avant d'atteindre l'absorbeur.

2.4.2.4. Calcul des F , \dot{F} et η

Le calcul du rendement thermique η nécessite d'abord le calcul des deux coefficients F et \dot{F} .

a. Le rendement de l'ailette F

Le rendement de l'ailette est défini par

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{\omega(l-D_e)}{2}\right]}{\frac{\omega(l-D_e)}{2}} \quad \text{Avec} \quad \omega = \frac{u}{\lambda_p e_p}$$

N	$U [W/m^2 K]$	F	$F \%$
-----	---------------	-----	--------

0	40.95	0.6	64.17
1	6.211	0.9	99.36
2	2.55	0.9	99.75
3	2.4	0.9	99.78

Le rendement de l'ailette augmente avec le nombre de couverture.

b. Facteur d'efficacité de la plaque absorbante \hat{F}

Ce facteur exprime le rapport de la résistance au transfert de chaleur entre la plaque et l'extérieur sur la résistance thermique entre le fluide et l'extérieur.

$$\hat{F} = \frac{\frac{1}{U}}{l \left[\frac{1}{[(l - D_e)F + D_e]U} + \frac{1}{\pi D_i h_i} + \frac{e_{pt}}{\pi D_i \lambda_{pt}} \right]}$$

Le seul paramètre inconnu est le coefficient de convection entre le fluide et la paroi du tube de l'absorbeur.

c. Coefficient de convection fluide/paroi h_i

Le coefficient h_i est calculable par l'un des corrélations suivantes, pour un écoulement dans les tubes lisse :

- Ecoulement turbulent ^[1] :

COLBURN. Pour $Re > 5000$ et $0.6 \leq Pr \leq 100$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.127)$$

Avec

$n = 0.3$ si $T_{fluid} > T_{tub}$ Fluide chauffe la paroi du tube

$n = 0.4$ si $T_{fluid} < T_{tub}$ La paroi du tube chauffe le fluide

- Ecoulement laminaire ^[1]:

SIEDER et TATE Pour $Re Pr \frac{D}{L_{tub}} \geq 10$ et μ_p calculé à T_{pm}

$$Nu = 1.86 (Re Pr (Re Pr \frac{D}{L_{tub}}))^{1/3} \left(\frac{D}{L_{tub}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (2.128)$$

Si la condition n'est pas vérifiée on utilise la relation de **HAUSEN** ^[11]:

$$Nu = 3.66 \frac{0.0668 \left(\frac{Re Pr D}{L_{tub}} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}}{1 + 0.04 \left(\frac{Re Pr D}{L_{tub}} \right)^{2/3}} \quad (2.129)$$

1. Propriétés de l'eau à la température du film T_{film}

Température moyenne du fluide $T_{fmoy} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \cong \frac{T_a + T_{pm}}{2} = \frac{20 + 60}{2} = 40^\circ C$

Température moyenne du film $T_{film} \cong \frac{T_{fmoy} + T_{pm}}{2} = \frac{40 + 60}{2} = 50^\circ C$

Tableau (2.7) : Formules et propriétés de l'eau à $T_{film} = 50^\circ C$		
Formules (pour l'eau entre 0 et 100°C)	Valeurs	Unités
$\rho = 0.0038 T_{film}^2 - 0.0505 T_{film} + 1002.6$	99 0.575	Kg/ m ³
$\lambda = -9.87 \cdot 10^{-6} T_{film}^2 + 2.238 \cdot 10^{-3} T_{film}$	0. 6408	W/ m.°C

$\mu = 10^{-4}(0.002T_{film}^2 - 0.3389T_{film} + 17.199)$	5. 25 10^{-4}	Pa. s
$P_r = 1.577 \cdot 10^{-3}T_{film}^2 - 0.261T_{film} + 12.501$	3. 393	-
C_p	4. 18	KJ/ kg. °C

2. Estimation du nombre des tubes de l'absorbeur

$$n = \frac{L_r}{l} \quad (2.130)$$

$$n = \frac{1}{0.07} = 14.28 \approx 15 \text{ Tube}$$

3. Installation a thermosiphon (Circulation naturelle)

La circulation du fluide est naturelle, mais il faut une vérification du régime d'écoulement

On a $u_{ftub} = 8.88 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$ on calcul le nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho D_i u_{ftub}}{\mu} = \frac{990.575 \cdot 0.014 \cdot 8.88 \cdot 10^{-5}}{5.25 \cdot 10^{-4}} = 2.344 < 5000 \text{ Le régime d'écoulement est laminaire.}$$

$R_e P_r \frac{D_i}{L_{tub}} = 26.41 \cdot 3.393 \cdot \frac{0.014}{2} = 0.627 < 10$ La condition de **SEDER** et **TATE** n'est pas vérifié alors on utilise la relation de **HAUSEN** relation (2.129). La viscosité dynamique à la température de la paroi $T_{pm} = 60^\circ\text{C}$

$$\mu_p = 4.06 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

Donc le nombre de **Nusselt**

$$N_u = 0.0962$$

$$h_i = \frac{\lambda}{D_i} N_u = 4.04 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Tableau (2.8) : Coefficient d'efficacité de l'absorbeur circulation naturelle				
N	U [W/m ² K]	F	Ḟ	Ḟ %
0	40.95	0.6	0.06	6.18
1	4.13	0.9	0.40	40.0
2	2.55	0.9	0.51	51.9

4. Installation a pompe (Circulation forcée)

Le débit du fluide dans un tube est déjà calculé

$$\dot{m}_{ftub} = \frac{\dot{m}_f}{n} \quad [\text{kg/s}] \quad (2.131)$$

$$\dot{m}_{ftub} = 0.00133 \text{ kg/s}$$

$$\text{La vitesse dans les tubes sera } u_{ftub} = \frac{4 \dot{m}_{ftub}}{\pi n \rho D_i^2} = \frac{4 \cdot 0.00133}{3.14 \cdot 15 \cdot 995.652 \cdot 0.014 \cdot 0.014} = 0.00874 \text{ m/s}$$

- Le **Prandtl** $P_r = 3.39$ donc $0.7 \leq P_r = 3.393 \leq 100$

- Vérification du régime d'écoulement

$$R_e = \frac{\rho D_i u_{ftub}}{\mu} = \frac{990.575 \cdot 0.014 \cdot 0.00874}{5.25 \cdot 10^{-4}} = 230.91 < 5000 \text{ L'écoulement est Laminaire.}$$

On utilise la relation de **COLBURN** avec $n = 0.4$ La paroi du tube chauffe le fluide

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$$

Donc le nombre de **Nuselt**

$$N_u = 3.4$$

$$h_i = \frac{\lambda}{D_i} N_u = 155.64 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

N	U [W/m² K]	F	\dot{F}	\dot{F} %
0	40..95	0.64 .17	0.5 612	56. 1%
1	4.135	0.99 36	0.9 55	95. 5%
2	2.55	0.99 75	0.9 727	97. 27

Le facteur d'efficacité dans le cas de la circulation forcée est supérieur à celui dans le cas à thermosiphon

d. Le facteur de conduction F_R

Expression du facteur de conductance de l'absorbeur F_R

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_p}{AU} \left[1 - \exp \left(- \frac{A \dot{F} U}{\dot{m}_f C_p} \right) \right]$$

$A = L_{tub} * Lr = 2 \text{ m}^2$ Surface de la plaque absorbante.

Facteur de conductance F_R dans les deux modes de circulation du fluide caloporteur

Couverture	Circulation naturelle	Circulation forcée
0	1.033%	43.17%
1	10.05%	91.13%
2	15.87%	94.44%

La différence entre les deux modes circulation du fluide apparaît claire dans le facteur de conductance du capteur F_R

e. Le rendement η

On deux expressions pour calculer le rendement global du capteur :

L'expression du rendement global du capteur qui prend en compte F_R et T_{fe}

$$\eta = F_R \left[\eta_R - \frac{U(T_{fe} - T_a)}{Q_s} \right]$$

L'expression du rendement global du capteur qui prend en compte \dot{F} et T_{pm}

$$\eta = \dot{F} \left[\eta_R - \frac{U(T_{pm} - T_a)}{Q_s} \right]$$

Expression du rendement optique

$$\eta_R = \frac{Q_s}{G^*}$$

Expression de la puissance absorbée par le capteur

$$Q_s = \tau_{cs} \alpha_{ps} G^*$$

Ou

$$Q_s = \eta_R G^* \tag{2.132}$$

Donc le rendement radiatif du capteur peut s'écrire :

$$\eta_R = \tau_{cs} \alpha_{ps}$$

Sans vitrages $\eta_R = \alpha_{ps}$

Avec une vitre $\eta_R = \tau_{cs} \alpha_{ps}$

Avec deux vitres $\eta_R = (\tau_{cs})^2 \alpha_{ps}$ si les deux vitres sont identiques

Vitres	η_R	η_{th}	
		Naturelle	Forcée
0	95%	-0.245%	21.42%
1	82.65%	2.91%	70.71%
2	71.90%	-6.34 %	64.54%

Remarque :

Le rendement négatif du capteur signifie qu'on a dépassé le pont d'inversion du capteur. Les pertes deviennent supérieures à l'énergie reçue par le soleil, le capteur devient un générateur de froid et le fluide caloporteur dans le réservoir se refroidit progressivement (pertes de la chaleur vers l'ambiant) jusqu'à l'équilibre thermique avec le milieu extérieur. Ces déperditions vont provoquer un mouvement inverse du fluide dans le capteur de haut en bas pour le cas d'une installation à thermosiphon.

2.4.2.5. Calcul de la température de la plaque absorbante T_{pm}

On recalcule la valeur de T_{pm} par la relation suivante, afin de la comparer avec la valeur de la première itération ($T_{pm0} = 60^\circ C$).

$$T_{pm} = T_a + \frac{Q_s - Q_u}{U}$$

On a :

$$Q_s = \eta_R G^*$$

$$Q_u = F_R [Q_s - U(T_{fe} - T_a)]$$

$$T_{fe} = T_a = 20^\circ C \quad \text{Donc} \quad Q_u = F_R Q_s$$

La relation de la température devient

$$T_{pm} = T_a + \frac{1-F_R}{U} Q_s \tag{2.134}$$

Nombre des Vitres	$T_{pm} [^\circ C]$	
	Thermosiphon	Forcée
0	42.95	33.17
1	199.47	37.71
2	256.5	35.62

Condition de convergence

On choisit une précision de $0.01^\circ C$ entre les deux valeurs (initial et final) :

$$|T_{pm(i)} - T_{pm(0)}| < 0.01 \tag{2.135}$$

Le nombre des itérations correspond à la valeur finale de la température moyenne de l'absorbeur dépend de la réalisation de la condition de convergence. Par exemple pour la première itération ($i = 1$) on a

Nombre de vitres	Erreur par rapport à $T_{pm(0)} = 60^\circ C$		Observation
0	17.05	26,82	Erreur important il faut suivre les itérations
1	139.47	22.29	
2	196.58	24.38	

Les résultats des calculs effectués par le logiciel dans un tableau (2.15) représenté ci-dessous son réaliser pour les deux modes de circulation du fluide caloporteur (circulation naturelle avec thermosiphon et circulation forcé) et avec la variation des nombres des vitres.

Tableau (2.14) : Résultats des calculs par le logiciel

Para mètres	U nités	Circulation naturelle « Thermosiphon »			Circulation forcée « avec Pompe »		
		0	1	2	0	1	2
N	Vitre						
T_{pm}	°C	41.65	151	244.9	38.06	77.92	77.48
T_{cm}	°C	Sans	41.48	68.49	Sans	27.10	27.05
T_{fs}	°C	30.87	86.69	146.8	21.91	26.88	26.87
n	Tube	15	15	15	15	15	15
h_{pAV}	W/m^2	41.83	2.95	0.65	41.83	2.455	0.63
h_{pAR}	W/m^2	1.861	1.861	1.861	1.861	1.861	1.861
U	W/m^2	43.69	4.28	2.511	43.69	4.316	2.498
F	%	61.47	99.14	99.76	61.47	99.31	9976
\hat{F}	%	4.31	45.61	52.53	18.6	72.38	82.00
F_R	%	0.399	23.57	21.44	16.9	69.75	80.02
Q_s	W/m^2	950	826.5	719.055	950	826.5	719.05
Q_{pAV}	W/m^2	905.65	387.87	146.28	755.55	142.21	36.63
Q_{pAR}	W/m^2	41.29	243.91	418.67	33.61	07.81	106.98
Q_p	W/m^2	945.94	631.78	564.96	789.17	250.02	143.62
Q_u	W/m^2	3.79	194.84	154.17	160.64	576.49	575.44
η_R	%	95	82.65	71.9	95	82.65	71.9
η_{th}	%	-0.19	2.84	-3.49	2.21	37.93	42.58
T_{pLimit}	°C	4.74	191.4	306.3	41.47	211.4	307.8
G_{seuil}	W/m^2	0	0	0	0	0	0
ΔP	Pascal	0.139	0.987	2.319	36.05	15.66	15.78
t_{in}	Minute	8.02	-0.87	-0.66	-2.4	14.85	11.14

2.5. Conception d'un logiciel de calcul

2.5.1. Constituions du logiciel et langage utilisé

Le logiciel de calcul est conçu par le langage de programmation Visuel Basic version 6.0. Notre choix est basé sur la simplicité d'utilisation des outils offert par ce logiciel et le volume des opérations de calcul à effectuer ne nécessite pas un compilateur important tel que Visuel C++, JAVA et autres. Le programme est composé de deux parties principales, calcul du bilan énergétique sur terre et calcul des paramètres du capteur. Chaque partie ou sous programme contient :

- Bilan énergétique contient:
 - Module pour le calcul du numéro d'ordre du jour dans l'année.
 - Bilan instantané.
 - Bilan journalier.
- Paramètres du capteur contient :
 - Mode de circulation du fluide et calcul de la vitesse.
 - Calcul de la température de la couverture.
 - Calcul du coefficient global de perte de chaleur.
 - Calcul du rendement de l'ailette.
 - Calcul du facteur d'efficacité de l'absorbeur.
 - Calcul de la température de l'absorbeur.
 - Calcul des paramètres du capteur.

2.5.2. Organigramme

L'organigramme se compose de deux parties distinctes :

- Un organigramme indépendant qui représente les calculs des bilans énergétique au sol (instantané et journalier) sur une surface d'orientation quelconque.
- Un organigramme conçu pour le calcul des paramètres du capteur solaire basé sur les étapes de la méthode cité ci-dessus. Pour la valeur de l'éclairement ou l'irradiation globale on a le choix de l'introduire manuellement avec les autres données ou prendre directement par défaut une copie de l'organigramme précédent.

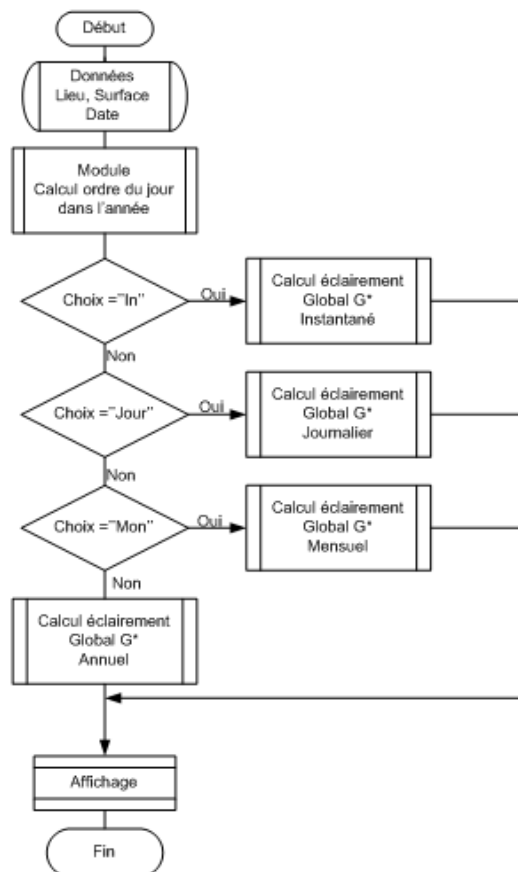


Fig. (2.20) : Organigramme de calcul du bilan énergétique au sol sur une surface d'orientation quelconque

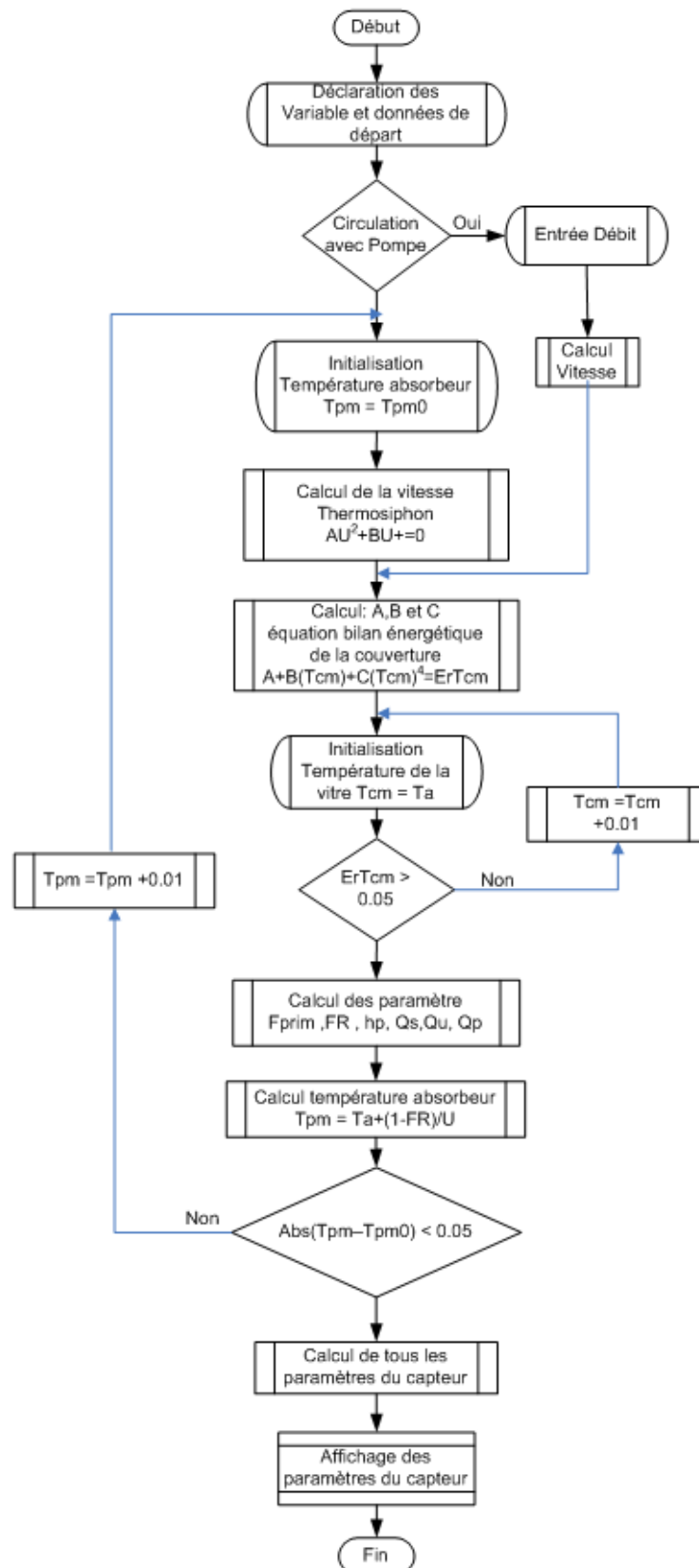


Fig. (2.21) : Organigramme de calcul du bilan énergétique au sol sur une surface d'orientation quelconque

2.5.3. Interface du logiciel

L'interface du programme qui représente les fenêtres pour l'entrée des données et l'affiche (sortie) des résultats sous forme des valeurs, tableaux et graphe. Cet interface est constituée de quatre fenêtres :

1- Fenêtre principale composé d'un menu très simple permet (Choix) d'aller vers le calcul du bilan énergétique ou directement aux paramètres du capteur solaire.

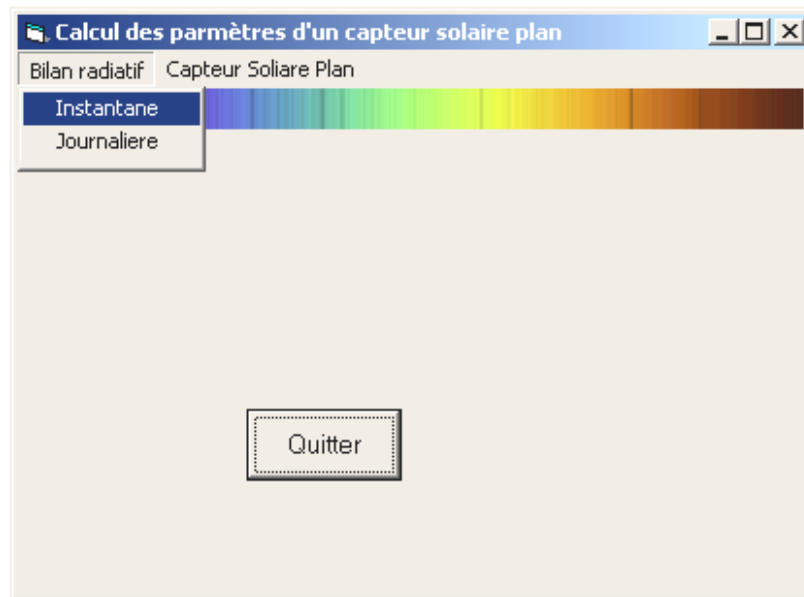


Fig. (2.22) : fenêtre principal du logiciel

2- Fenêtre d'entrée des données et affichage des résultats de calcul du bilan énergétique instantané. Contient une seule sélection concernant le facteur de trouble. L'affichage des résultats en texte de couleur rouge

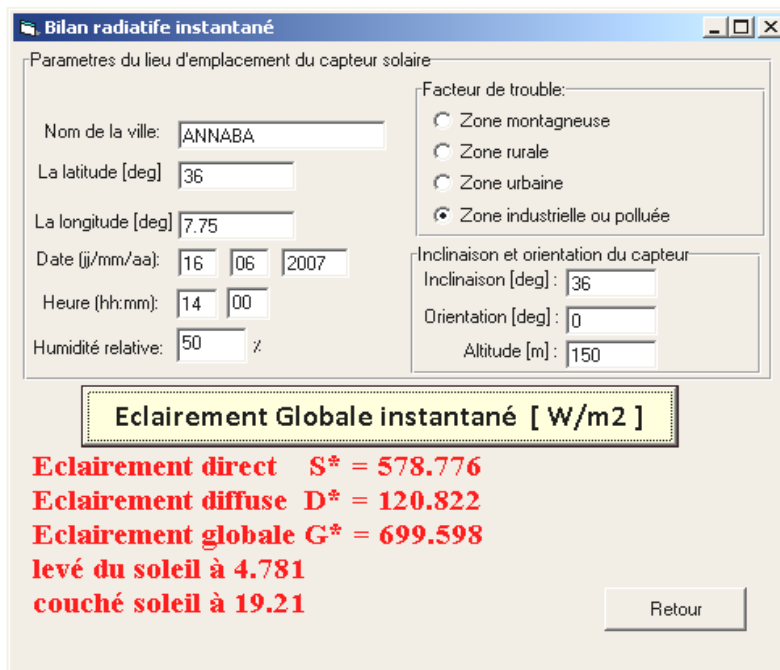


Fig. (2.23) : fenêtre du bilan radiatif instantané appartient au menu du bilan radiatif

3- Fenêtre d'entrée/sortie pour le calcul du bilan énergétique journalier. Contient une seule sélection concernant le facteur de trouble. L'affichage des résultats en texte rouge pour la moyenne de l'éclairement global journalier le reste des valeurs entre la couche et le levé du soleil de représenté par un tableau et un graphe.

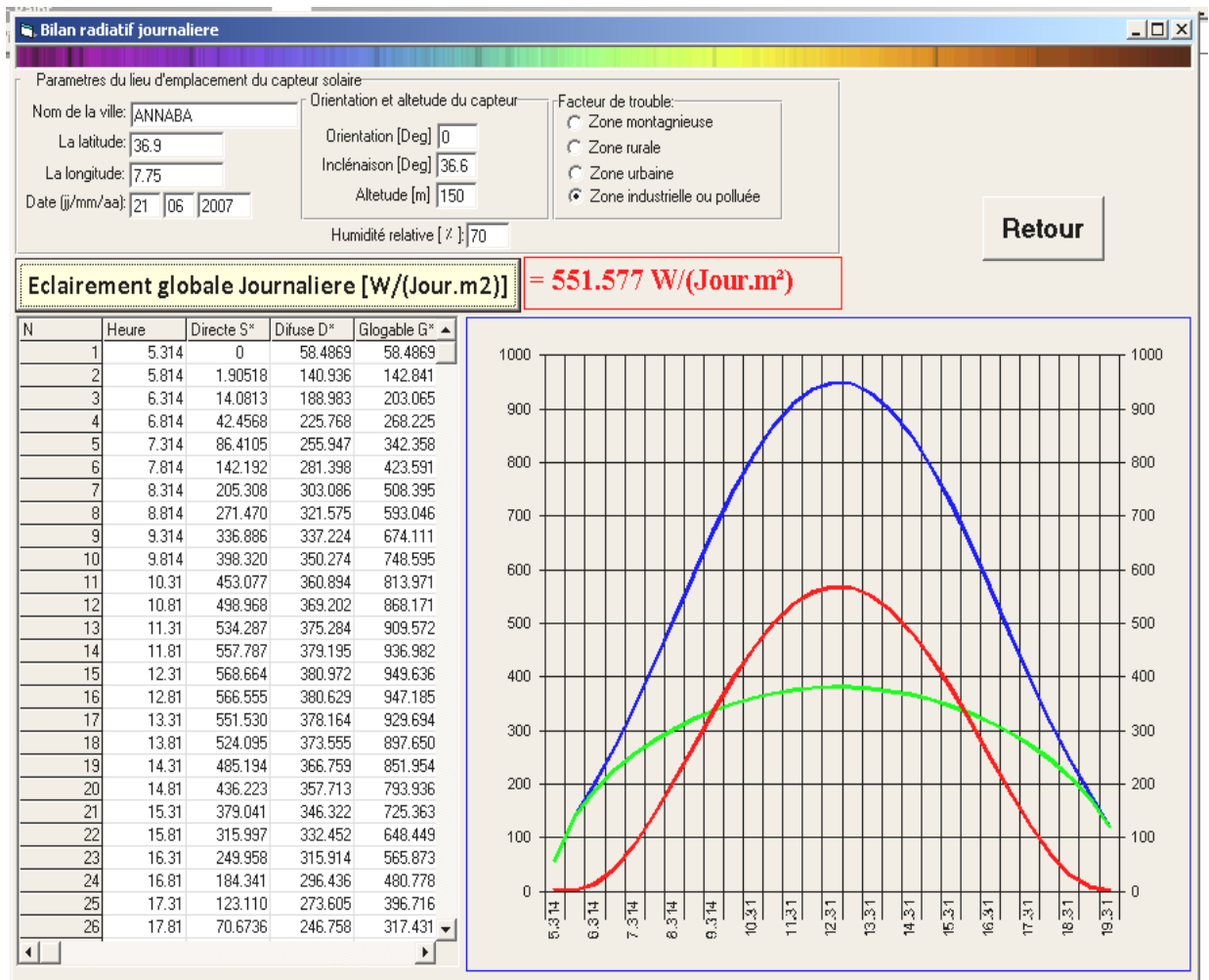


Fig. (2.24) : fenêtre du bilan radiatif journalier appartient au menu du bilan radiatif

4- La dernière fenêtre la plus importante concerne les entées des données du capteur solaire et l'affichage des résultats. Pour l'entrée des données hors le saisi normal dans les champs des textes on a préféré le mode de saisi par sélection pour les cas suivants :

- La sélection principale permis le choix de garder la valeur de l'éclairement globale déjà calculer préalablement ou de saisir une valeur arbitraire ou existante.
- Le mode de circulation du fluide caloporteur (Thermosiphon ou avec pompe)
- La matière qui constitue l'absorbeur (Aluminium, Cuivre, Argent et acier)
- La matière d'isolation (laine de verre ou liège).

Les résultats des paramètres principaux du capteur son regroupé dans un tableau.

Paramètres du capteur

Circulation du fluide caloporteur " Eau "

Thermosiphon

Pompe Débit [kg/Sec]
 Température d'entrée [°C]

Bilan instantané

Déjà calculer

Eclairement globale [W/m2]

Calculer les paramètres du capteur **Retour**

Absorbeur

Matère

Diamètre extérieur des tubes [mm]
 Diamètre intérieur des tubes [mm]
 Distance entre deux tubes [mm]
 Epaisseur d'ailette [mm]

Coefficient d'absorption
 Coefficient d'émissivité

Vitres

Nombre des vitres
 Coefficient d'absorption
 Coefficient d'émissivité
 Coefficient de transmission

Isolation

Isolant
 Epaisseur d'isolation [mm]

Dimensions et inclinaison

Longueur [mm]
 Largeur [mm]
 Profondeur [mm]

Distance entre absorbeur et vitre [mm]
 Inclinaison du capteur [Deg]

Données météorologique

Température ambiante [°C]
 Vitesse du vent [Km/h]

----- Paramètres du capteur -----

Designations	Unités	Valeurs
Température moyenne de la plaque absorbante T_{pm}	°C	38.01
Température de la vitre T_{cm}	°C	23.05
Température du fluide à la sortie de l'absorbeur T_{fs}	°C	29.05
Température moyenne du fluide dans l'absorbeur T_{fmo}	°C	38.01
Débit à l'entrée du capteur	Kg/Sec	2.00304
Débit dans un tube de l'absorbeur	Kg/Sec	1.336
Coefficient de pertes global vers l'Avant h_{pAV}	W/m2K	1.922
Coefficient de pertes global vers l'Arrière h_{pAR}	W/m2K	1.861
Coefficient de pertes global U	W/m2K	3.784
Rendement de l'ailette F	%	99.47
Facteur d'efficacité de la plaque absorbante F'	%	95.78
Facteur de conductance FR	%	91.75
Puissance absorbé par le capteur Q_s	W/m2	826.5
Puissance perdu ve l'Avant Q_{pAV}	W/m2	34.6586
Puissance perdu vers l'Arrière Q_{pAR}	W/m2	33.5444
Puissance purdu (Total) Q_p	W/m2	68.2030
Puissance util Q_u	W/m2	758.341
Rendement global	%	71.26
Rendement interne	%	91.75
Rendement optique (Radiatif)	%	82.65
Rayonnement de sauil	W/m2	0
Température limite T_{plim}	°C	238.4
Inertie thermique t_{in}	Minute	2.185
Pertes de charge total (dans le capteur) P_{chgTot}	Pa	36.0831

Fig. (2.25) : Fenêtre d'entrée sortie des paramètres du capteur solaire

ETUDE DU RENDEMENT D'UN CAPTEUR SOLAIRE PLAN

3.1. Angle d'inclinaison

3.2. Débit du fluide caloporteur

3.3. Couverture et effet de serre

- 3.3.1. Présentation
- 3.3.2. Effets de serre simple
- 3.3.3. Effets de serre multiple
- 3.3.4. Couverture sans effet de serre
- 3.3.5. Influence de la distance entre absorbeur et couverture

3.4. Sélectivité

- 3.4.1. Définitions
- 3.4.2. Le bilan thermique radiatif (capteur sans couverture)
- 3.4.3. Sélectivité d'un absorbeur
- 3.4.4. Modélisation des propriétés d'un absorbeur solaire
- 3.4.5. Influence de la sélectivité sur le rendement radiatif
- 3.4.6. Caractéristique d'une surface sélective
 - 3.4.6.1. Optimisation de la longueur d'onde de coupure
 - 3.4.6.2. Détermination du facteur de sélectivité
 - 3.4.6.3. Choix de l'absorptivité monochromatique

3.5. Capteur vidé ou tubes à vidés

3.6. Analyse exergétique

- 3.6.1. Introduction
- 3.6.2. Théorie de l'exergie
- 3.6.3. Analyse exergétique d'un capteur solaire plan.
 - 3.6.3.1. Le bilan énergétique
 - 3.6.3.2. Le bilan exergétique
 - 3.6.3.3. Rendement énergétique et rendement exergétique
 - 3.6.3.4. Validation du model théorique et réel du capteur
 - 3.6.3.5. Additionnalisation de l'analyse exergétique
 - 3.6.3.6. Optimisation
 - 3.6.3.6.1. Relation entre $(\theta_{fs}, \theta_{max})$
 - 3.6.3.6.2. Relation entre (M_{opt}, θ_{max})
 - 3.6.3.6.3. Relation entre $(M_{opt}, \theta_{fsopt})$

D'une façon générale l'intervalle de cet angle sera : $0 \leq \varphi \leq 90 \text{ Deg}$

3.7.2. Influence de l'inclinaison sur l'éclairement solaire global :

L'éclairement solaire global G^* est la puissance maximal qui peut être absorbé par la surface réceptrice de l'absorbeur, la diminution ou l'augmentation du flux d'énergie reçu dépend directement de l'orientation du capteur c.-à-d. de la surface de captation. La figure suivante montre la variation de l'éclairement G^* en fonction de l'angle d'inclinaison du capteur,

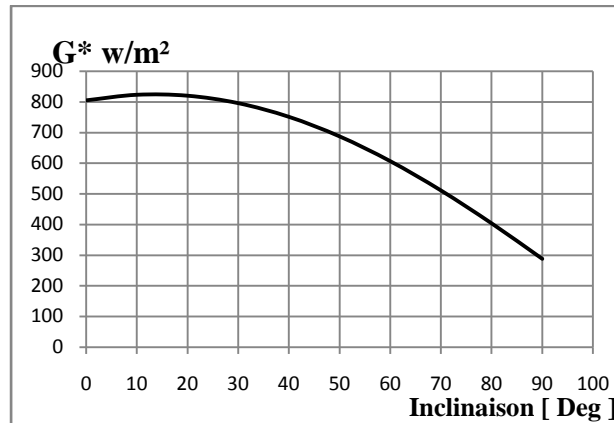


Fig. (3.1) : Influence de l'inclinaison sur l'éclairement solaire globale

Les calculs des valeurs nécessaires pour tracer cette courbe sont effectués (par le logiciel cité ci-dessus) pour la ville de ANNABA et la journée du 16/juin/2008 à 12h30. Généralement au tour de cet heure l'éclairement solaire global passe par son point maximal.

D'après cette courbe l'angle d'inclinaison qui correspond au maximum de réception d'énergie par le capteur se localise par dans l'intervalle de 10 à 20 degrés.

3.7.3. Influence de l'inclinaison sur le rendement global du capteur :

Le traçage de la courbe suivante est effectué (par le logiciel cité ci-dessus) pour des conditions climatiques fixes avec une valeur d'éclairement solaire global $G^* = 1000 \text{ w/m}^2$.

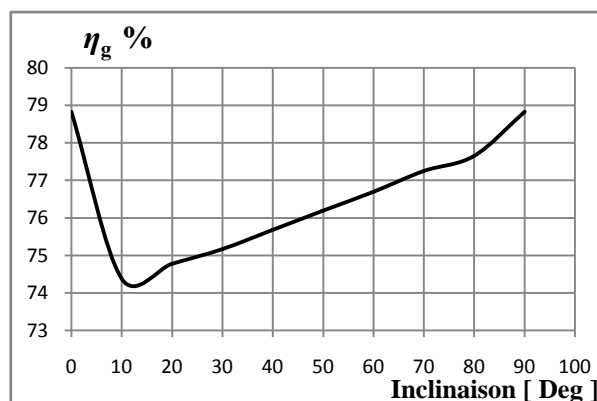


Fig. (3.2) : l'influence de l'inclinaison sur le rendement global

l'inclinaison sur le

Les angles qui correspondent au rendement le plus élevé sont :

correspondent au

- $\varphi = 0 \text{ Deg}$: Position horizontale du capteur exprime le mouvement cyclique de l'air de convection (Surface de l'absorbeur –surface de la vitre –Surface de l'absorbeur).
- $\varphi = 90 \text{ Deg}$: Position verticale du capteur exprime le mouvement cyclique de l'air de convection (Bat de l'absorbeur-Surface de l'absorbeur- Haut de l'absorbeur-Surface de la vitre- Bat de l'absorbeur).

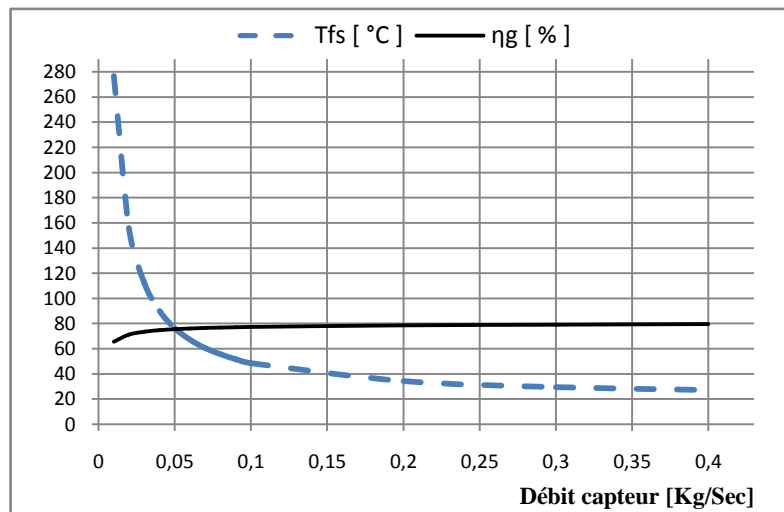
Mais le choix de cet angle φ pris seulement pour satisfaire les bonnes conditions climatiques du lieu d'emplacement du capteur, car d'après ce qu'on a vu l'influence de l'angle d'inclinaison sur le rendement est moins importante (environ 74 à 80 % environ) devant la variation de l'éclairement solaire global (environ 100 à 850 W/m²)

3.8. Débit du fluide caloporteur

La quantité de chaleur gagnée par le fluide à partir des parois internes des tubes de l'absorbeur dépend principalement de la masse et la vitesse de circulation du fluide, c.-à-d. de son débit. Le choix de la valeur du débit qui convient à l'installation chauffe eau solaire est limité par les points suivants :

- L'intervalle de température de fonctionnement de l'appareil (de 40 à 80°C).
- Nature du fluide (eau : congélation à 0°C, vaporisation à 100°C).
- Conditions climatiques du lieu d'emplacement du capteur

Fig. (3.3) :
température du
sortie du capteur en
fonction du
débit



Rendement et
fluide à la
fonction du

La figure ci-dessus montre l'influence du débit sur le rendement et la température du fluide à la sortie du capteur. On remarque les points suivants :

- Diminution rapide de la température de sortie T_{fs} avec l'augmentation du débit.
- Le rendement η_g croît peu à peu avec le débit
- Les deux paramètres (T_{fs}, η_g) se stabilisent lorsque la température du fluide à la sortie tend vers celle d'entrée T_{fe} .
- L'intervalle du débit qui convient à la température de fonctionnement de l'appareil est de 0,05 à 0,1 kg/Sec.

L'augmentation du débit c.-à-d. vitesse (car la section des tubes constante) améliore le transfert de chaleur et accroît le coefficient de transfert h_i entre l'absorbeur et le fluide donc ce dernier gagne et véhicule plus de chaleur, ce qui explique l'augmentation du rendement.

3.9. Couverture et effet de serre

3.9.1. Introduction

L'effet de serre repose sur le fait que le rayonnement infrarouge émis par la surface de l'absorbeur n'a pas la même longueur d'onde que celui du rayonnement solaire. La couverture (en verre ou plastique transparent) est transparente au second mais pas au premier : le rayonnement solaire, absorbé par l'absorbeur, est réémit sous forme de rayons infrarouge vers la couverture transparente, mais cette dernière le bloque et le réémet une autre fois vers l'absorbeur (par réflexion ou par échauffement de la couverture). Tant que le soleil alimente le capteur le phénomène d'effet de serre se continuera, il y aura donc accumulation de la chaleur et la température de l'absorbeur s'élève.

On appelle effet de serre simple lorsqu'on a une seule vitre au dessus de l'absorbeur et effet de serre multiple lorsque le nombre des couvertures transparentes supérieur à une.

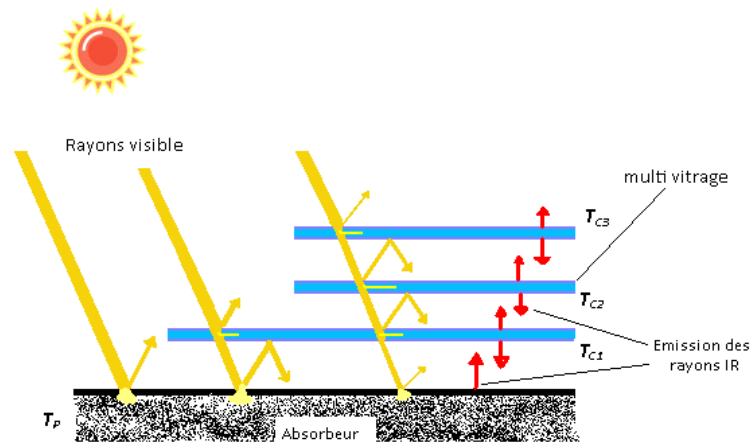


Fig. (3.4) : Principe de l'effet de serre.

Alors, le rôle de la couverture est essentiellement de réaliser une isolation optique de la face avant de l'absorbeur. Cette isolation doit avoir le comportement particulier suivant :

- Laisser se produire le maximum d'échange d'énergie dans le sens de l'environnement vers l'absorbeur ($\tau_c \cong 1$).
- S'opposer à tous les échanges inverses c'est-à-dire de l'absorbeur vers l'environnement ($\tau_{ci} \cong 0$)

Pratiquement la couverture est opaque dans le domaine de l'infrarouge (non transparente pour les rayons infrarouge $\Delta\lambda_{IR}$).

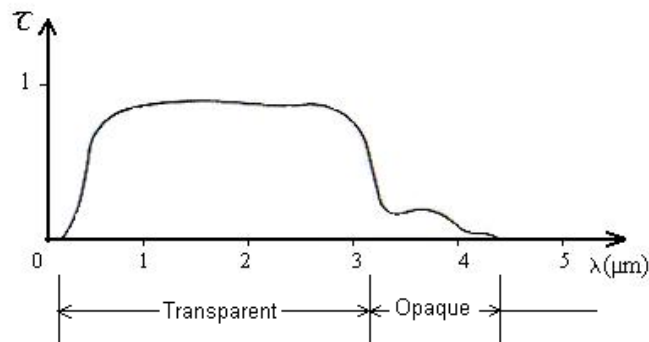


Fig. (3.5) : Coefficient de transmission d'une lame de verre.

Dans les capteurs solaires plans, cette opacité peut prévenir de deux comportements distincts :

1. *Couverture réfléchissante* pour $\Delta\lambda_{IR}$ et $\rho_{ci} \cong 1$, donc elle renvoie vers l'absorbeur l'énergie qui aurait été perdue et reste froide.
2. *Couverture absorbante* pour $\Delta\lambda_{IR}$ et $\alpha_{ci} \cong 0$, donc elle s'échauffe et réémet la chaleur sous forme des rayons infrarouges vers l'absorbeur.

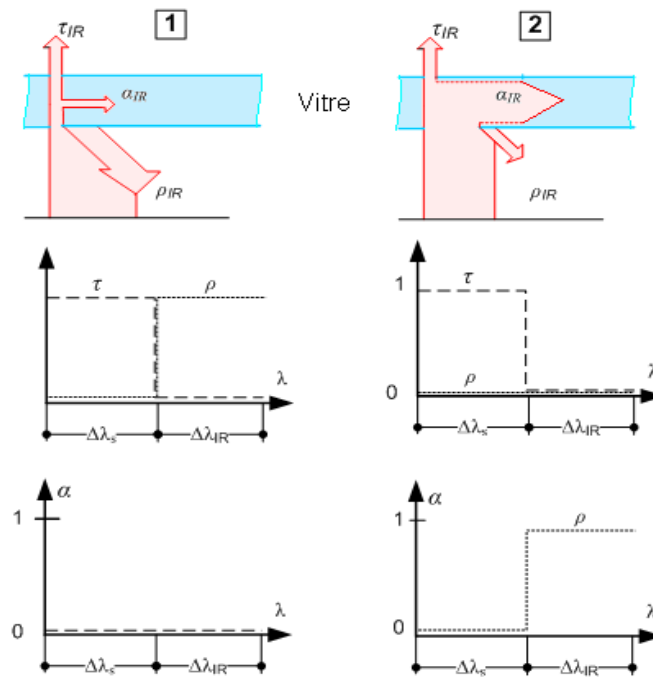


Fig. (3.6) : Comparaison de deux couvertures faiblement transmissives dans l'infrarouge.

La couverture devra donc jouer un rôle différent suivant les longueurs d'ondes considérées : elle devra être sélective.

3.9.2. Effets de serre simple

3.9.2.1. Bilan radiatif de la couverture et de l'absorbeur.

Afin de saisir l'influence du phénomène de l'effet de serre sur le comportement radiatif du capteur établissons les bilans radiatifs de la surface de la plaque absorbante et celle du vitrage.

Considérons un capteur à une seule vitre et supposons qu'on a :

- Le vide entre la plaque et la vitre et que l'isolation.
- Isolation parfaite c'est-à-dire pas de pertes par conduction-convection vers l'extérieur ($Q_p = 0$).

Soient ρ_{cs} , τ_{cs} et α_{cs} les facteurs de réflexion, de transmission et d'absorption de la vitre pour le rayonnement solaire. Soient aussi ρ_{ci} , τ_{ci} et α_{ci} les mêmes facteurs pour la vitre mais pour le rayonnement infrarouge provenant de la plaque absorbante.

Pour simplifier le problème on suppose que tous ces coefficients sont constants dans toute la plage de longueur d'onde considérée.

3.9.2.1.1. Bilan radiatif de la vitre :

A. Les entrées :

- $\alpha_{cs}G^*$: L'énergie des rayons solaire.
- $\alpha_{ci}E_E$: L'énergie émet par l'environnement équivalent à un corps noir à la température T_E .
- $\alpha_{ci}E_p$: L'énergie émet par l'absorbeur sous forme des rayons IR.

B. Les sorties :

- $2E_C$: L'énergie sous forme des rayons IR sur les deux faces de la vitre.

La conservation d'énergie permet d'écrire la relation suivante :

$$2E_C = \alpha_{cs}G^* + \alpha_{ci}E_E + \alpha_{ci}E_p \quad (3.1)$$

3.9.2.1.2. Bilan radiatif de la plaque absorbante :

A. Les entrées :

- $\alpha_{ps}\tau_{cs}G^*$: Energie solaire passée par la vitre.
- $\alpha_{pi}\tau_{ci}E_E$: Energie émet par l'environnement à travers la vitre.
- $\alpha_{pi}E_C = \frac{1}{2}\alpha_{pi}(\alpha_{cs}G^* + \alpha_{ci}E_E + \alpha_{ci}E_p)$: Energie émet par la vitre de la puissance absorbée à la température T_c .
- $\alpha_{pi}\rho_{ci}E_p$: Energie reflété par la vitre du rayonnement provenant de l'absorbeur.

B. Les sorties :

- Q_{uRS} : Chaleur cédée par conduction-convection au fluide caloporteur (Energie utile à isolation parfait correspond à l'effet de serre).
- E_p : Energie émet sous forme IR vers la vitre.

La conservation d'énergie permet d'écrire la relation suivante :

$$Q_{uRS} + E_p = \alpha_{ps}\tau_{cs}G^* + \alpha_{pi}\tau_{ci}E_E + \frac{1}{2}\alpha_{pi}(\alpha_{cs}G^* + \alpha_{ci}E_E + \alpha_{ci}E_p) + \alpha_{pi}\rho_{ci}E_p \quad (3.2)$$

$$Q_{uRS} = \left(\alpha_{ps}\tau_{cs} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{cs}}{2}\right)G^* - \left(1 - \alpha_{pi}\rho_{ci} - \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)E_p + \left(\alpha_{pi}\tau_{ci} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)E_E \quad (3.3)$$

• **Absorbeur corps gris**

Supposons que l'absorbeur se comporte comme un corps gris diffuse à la température T_p et l'environnement comme un corps noir à la température T_E .

Donc :

$$E_p = \varepsilon_p\sigma T_p^4 \quad \text{Et} \quad E_E = \sigma T_E^4 \quad (3.4)$$

L'expression de Q_{uRS} devient :

$$Q_{uRS} = \left(\alpha_{ps}\tau_{cs} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{cs}}{2}\right)G^* - \sigma \left[\left(1 - \alpha_{pi}\rho_{ci} - \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)\varepsilon_p T_p^4 - \left(\alpha_{pi}\tau_{ci} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)T_E^4 \right] \quad (3.5)$$

Le rendement radiatif pour l'effet de serre η_{RS} s'écrit :

$$\eta_{RS} = \frac{Q_s}{G^*} = \frac{Q_{uRS} + Q_p}{G^*} = \frac{Q_{uRS}}{G^*}$$

On suppose que les pertes par Conduction-Convection vers l'ambient sont nulle $Q_p = 0$

$$\eta_{RS} = \left(\alpha_{ps}\tau_{cs} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{cs}}{2}\right) - \frac{\sigma}{2G^*} \left[(2 - 2\alpha_{pi}\rho_{ci} - \alpha_{pi}\alpha_{ci})\varepsilon_p T_p^4 - (2\alpha_{pi}\tau_{ci} + \alpha_{pi}\alpha_{ci})T_E^4 \right] \quad (3.6)$$

Pour la température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur T_{fs} , on a l'expression de l'énergie utile fourni par la plaque absorbante par conduction-convection.

$$Q_{uRS} = \dot{m}C_p(T_{fs} - T_{fe})$$

Donc :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{1}{\dot{m}C_p} \left[\left(\alpha_{ps}\tau_{cs} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{cs}}{2}\right)G^* - \sigma \left[\left(1 - \alpha_{pi}\rho_{ci} - \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)\varepsilon_p T_p^4 - \left(\alpha_{pi}\tau_{ci} + \frac{\alpha_{pi}\alpha_{ci}}{2}\right)T_E^4 \right] \right] \quad (3.7)$$

• **Absorbeur corps noir**

Considérons maintenant l'absorbeur ce comporte comme un corps noir parfait. Donc l'émissivité, l'absorptivité par rapport au rayon solaire et l'absorptivité par rapport rayon infrarouge devient :

$$\varepsilon_p = 1, \alpha_{ps} = 1 \text{ et } \alpha_{pi} = 1 \quad (3.8)$$

$$Q_{uRS} = \left(\tau_{cs} + \frac{\alpha_{cs}}{2}\right)G^* - \sigma \left[\left(1 - \rho_{ci} - \frac{\alpha_{ci}}{2}\right)T_p^4 - \left(\tau_{ci} + \frac{\alpha_{ci}}{2}\right)T_E^4 \right] \quad (3.9)$$

$$\eta_{RS} = \left(\tau_{cs} + \frac{\alpha_{cs}}{2}\right) - \frac{\sigma}{2G^*} \left[(2 - 2\rho_{ci} - \alpha_{ci})T_p^4 - (2\tau_{ci} + \alpha_{ci})T_E^4 \right] \quad (3.10)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q_{uRS}}{\dot{m}C_p} \quad (3.11)$$

Cette relation (3.9) regroupe les paramètres qui représentant les propriétés optique de la couverture (τ_{cs} , α_{cs} , ρ_{ci} , α_{ci} et τ_{ci}) ce qui montre clairement son importance dans la création du phénomène de l'effet de serre.

3.9.2.1.2.1. Bilan radiatif de l'absorbeur sans effet de serre :

Pour voir l'influence de l'effet de serre sur ces deux paramètres η_{RS} et T_{fs} en élimine la couverture transparente. Alors le rayon solaire passe directement vers la surface absorbante et l'échange de chaleur se fait sans intermédiaire avec l'environnement. L'énergie émet par l'absorbeur sous forme des rayons infrarouge se libère vers le milieu extérieur (perte optique).

$$Q_{uRS} + E_p = \alpha_{ps}G^* + \alpha_{pi}E_E \quad (3.12)$$

$$Q_{uRS} = \alpha_{ps}G^* - \sigma(\varepsilon_p T_p^4 - \alpha_{pi} T_E^4) \quad (3.13)$$

Le rendement radiatif

$$\eta_R = \frac{Q_{uRS}}{G^*} = \alpha_{ps} - \frac{\sigma(\varepsilon_p T_p^4 - \alpha_{pi} T_E^4)}{G^*} \quad (3.14)$$

La température de sortie du fluide

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\alpha_{ps}G^* - \sigma(\varepsilon_p T_p^4 - \alpha_{pi} T_E^4)}{\dot{m}c_p} \quad (3.15)$$

- **Absorbeur corps noir**

$$\varepsilon_p = 1, \alpha_{ps} = 1 \text{ et } \alpha_{pi} = 1$$

$$Q_{uR} = G^* - \sigma(T_p^4 - T_E^4) \quad (3.16)$$

$$\eta_{RS} = 1 - \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \quad (3.17)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{G^* - \sigma(T_p^4 - T_E^4)}{\dot{m}c_p} \quad (3.18)$$

- **Calcul de : Q_{uR} , T_{fs} et η_{RS}**

Prenons les valeurs suivantes pour l'application numérique :

- *Fluide caloporteur*

$$T_{fe} = 20^\circ\text{C}$$

- *Environnement*

$$T_a = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_E = 14^\circ\text{C} = 287\text{K}$$

$$G^* = 1000\text{W/m}^2$$

- *Absorbeur*

$$T_p = 70^\circ\text{C} = 343\text{K}$$

$$\varepsilon_p = 0.8, \alpha_{pi} = 0.92 \text{ et } \alpha_{ps} = 0.9$$

- *Vitre*

$$\tau_{cs} = 0.87, \alpha_{cs} = 0.1 \text{ et } \rho_{cs} = 0.03 \quad \text{Pour les rayons solaires}$$

$$\tau_{ci} = 0.1, \alpha_{cs} = 0.2 \text{ et } \rho_{cs} = 0.7 \quad \text{Pour les rayons infrarouges. Cas N° 1 Fig. (3.6).}$$

$$\tau_{cs} = 0.87, \alpha_{cs} = 0.1 \text{ et } \rho_{cs} = 0.03 \quad \text{Pour les rayons Infrarouges. Cas N° 2 Fig. (3.6).}$$

Les résultats des calculs sont regroupés dans les deux tableaux suivants.

Vitrag es	Effet de serre	Absorbeur corps grise diffuse			Absorbeur corps noir parfait		
		Q_{uR}	T_{fs}	η_{RS}	Q_{uR}	T_{fs}	η_{RS}
		W/m ²	°C	%	W/m ²	°C	%
Avec	Cas N° 1	710.9	28.5	71.09	814.9	29.75	81.49
		5	0		1		

	Cas N° 2	632.5 8	27.5 7	63.26	674.7 4	28.07	67.47
Sans	<i>Sans</i>	625.8 3	27.4 9	62.58	599.5 4	27.17	59.95

A partir de ces résultats on tire les remarques suivantes :

- Le rendement radiatif d'un absorbeur corps noir parfait est le meilleur pour les deux cas d'effet de serre.
- Le premier cas semble a priori nettement préférable au second, cependant ce dernier est le plus courant car certains matériaux communs comme le verre et certains plastique possèdent des caractéristiques très voisines de celle que nous avons définies.
- Pour un corps noir parfait $\varepsilon = \alpha = 1 \Leftrightarrow (\varepsilon/\alpha) = 1$ par contre un corps gris diffuse $\varepsilon \neq \alpha$. Alors si $\alpha > \varepsilon \Leftrightarrow (\varepsilon/\alpha) < 1$ l'énergie réémet sous forme IR est inférieure à celle absorbée donc elle se dégage vers un autre milieu ce qu'est notre cas. Le rendement pour un absorbeur corps gris diffuse (62.58%) supérieur à celui à corps noir parfait (59.95%). (C'est la sélectivité voir paragraphe suivante).

3.9.3. Effets de serre multiple :

L'obtention de l'effet de serre multiple se fait par l'ajout d'autres couvertures au dessus et parallèle à la première. Généralement le but de cette opération est :

- Renforcement du phénomène de l'effet de serre (emprisonnement plus des rayons IR).
- Diminution des pertes optiques vers le milieu extérieur.
- Diminution de l'échange de chaleur par conduction-convection avec le milieu extérieur.

Afin de s'orienter uniquement vers l'influence du nombre des vitres sur le rendement du capteur on fait les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Absorbeur corps noir parfait.
- Les couvertures identiques.
- Vide et absence du contact entre les vitres.
- Le coefficient de transmission des vitres par rapport au rayonnement solaire est égal à l'unité.

3.9.3.1. Bilan radiatif de l'absorbeur :

La vitre émet un flux égal à σT_C^4 au niveau de chacune de ces deux faces le flux, issu du vitrage, atteignant la surface d'absorption est totalement absorbé par elle. Au total, la surface d'absorption absorbe donc :

$G^* + \sigma T_C^4$. Cette quantité est équilibrée par celui émet σT_p^4 et par le flux Q_{uRS} il vient donc :

$$Q_{uRS} + \sigma T_p^4 = G^* + \sigma T_C^4 \quad (3.19)$$

3.9.3.2. Bilan radiatif de la vitre

Les flux σT_C^4 émis au niveau de ses deux faces sont équilibrés par ceux de l'environnement du capteur σT_E^4 et la surface d'absorption.

$$2\sigma T_C^4 = \sigma T_E^4 + \sigma T_p^4 \quad (3.20)$$

Reportant l'expression de σT_p^4 dans l'équation (3.19) et trouvons la relation de l'énergie utile équivalent de l'effet de serre pour une couverture :

$$Q_{uRS} = G^* + \frac{1}{2} \sigma (T_C^4 - T_E^4) \quad (3.21)$$

Pour le flux utile de N couverture Q_{uRSN} on doit établir les bilans radiatifs de la surface d'absorption et de chacun des vitrages. Il vient, tous calculs faits [2] :

$$Q_{uRSN} = G^* + \frac{1}{N+1} \sigma (T_C^4 - T_E^4) \quad (3.22)$$

Le second terme du deuxième membre de cette expression représente les pertes radiatives du capteur. On désigne par Γ_N le facteur de réduction des pertes radiatifs il est donné par :

$$\Gamma_N = \frac{1}{N+1} \quad (3.23)$$

Alors l'expression du rendement radiatif (correspondant à l'effet de serre) d'un capteur solaire plan de N couverture sera :

$$\eta_{RSN} = 1 - \frac{\Gamma_N}{G^*} \sigma (T_p^4 - T_E^4) \quad (3.24)$$

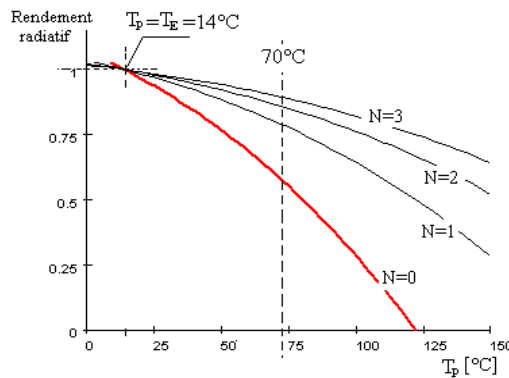


Fig. (3.7) : Rendement radiatifs en fonction du nombre de vitre.

L'influence des vitres sur le rendement radiatif du capteur est très importante, une amélioration remarquable pour la première couverture par exemple à la température de fonctionnement 70°C le rendement (à $N = 0$ et $\eta_{RS0} = 0.6008$) radiatif augmente d'environ 0.2. Mais ce gain devient moins important avec l'élévation du nombre de couverture.

Si on prend en considération l'aspect économique du capteur on préfère de ce limiter à 2 vitres seulement, car le gain apporté au rendement par la 3^{ème} vitre par rapport à la 2^{ème} est de 0.033.

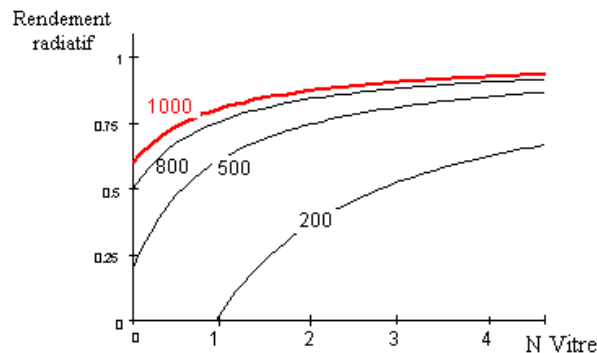


Fig. (3.8.1) : Rendement radiatifs en fonction du nombre de vitre et l'éclairement solaire.

La relation $\eta_{RSN} = f(N)$ pour des valeurs de G^* montre la nécessité de la couverture à faible éclairement solaire c'est-à-dire :

- Lieu de climat un peut froid.
- Saisons froides.
- Aux la borne de la journée (levé et couché du soleil).

3.9.4. Couverture sans effet de serre :

On a dit que l'effet e serre repose sur l'emprisonnement des rayons infrarouges par la couverture. Si on change les propriétés optiques de cette dernière de la façon suivante :

$$\tau_{ci} \cong 1, \quad \alpha_{ci} \cong 0 \quad \text{et} \quad \rho_{cs} \cong 0$$

Aucun obstacle devant les rayons IR. La relation du rendement radiatif (3.14) pour un absorbeur corps noir devient

$$\eta_R = \left(\tau_{cs} + \frac{\alpha_{cs}}{2} \right) - \frac{\sigma}{G^*} (T_p^4 - T_E^4) \quad (3.25)$$

Avec les conditions numériques précédentes sa valeur est de 0.5208 (52.08%) par contre on a 59.95% pour le cas d'un capteur sans couverture, une réduction de 7.87%.

Alors la couverture sans les propriétés optiques qui génère le phénomène de l'effet de serre devient un inconvenant. Mais de point de vue échange de chaleur par conduction-convection vers l'avant du capteur avec le milieu extérieur elle garde l'avantage de renforcement de l'isolation, car l'échange de chaleur avec l'ambient ce fait directement avec la couverture.

3.9.5. Influence de la distance entre absorbeur et couverture :

On réalité la variation de cette distance influe sur le comportement du transfert de chaleur dans l'air entre absorbeur et vitre. En fait, les transferts de chaleur sont dus, à la conduction de l'air et aux mouvements de convection qui se développe dans ce dernier. Pour les valeurs très faibles de l'espace d ($d \leq 6.5mm$) la conduction prédomine largement ; lorsque d augmente, la conduction diminue rapidement ($6.5 \leq d \leq 12mm$) et la convection prend naissance, puis se développe et devient prééminente ($d \geq 15mm$) . C'est à dire le mouvement de convection crée par la différence de température entre absorbeur et couverture se réalise sans perturbation.

L'action combinée de ces deux modes de transferts de chaleur, peut alors varier suivant la figure ci-dessous.

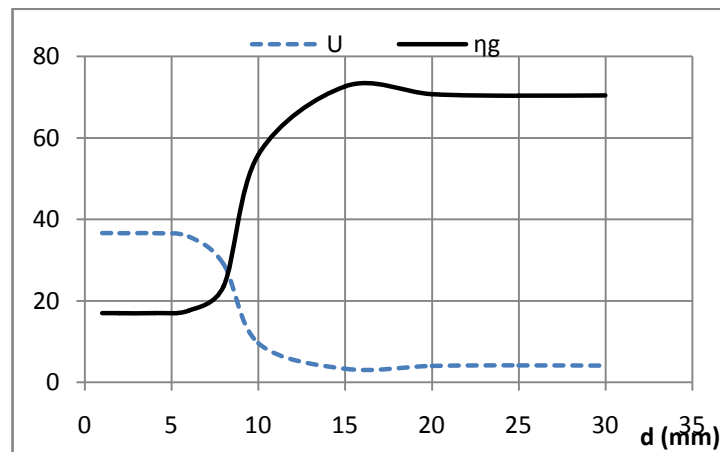


Fig. (3.8.2) : Variation du rendement et coefficient de perte global en fonction de la distance entre absorbeur et vitre

D'après cette figure, l'espace ou la distance d favorable entre absorbeur et couverture est 25 mm, a partir de cette valeur le rendement et le coefficient de perte global (ou paramètres du capteur) ne varie pas de manière importante, donc l'intervalle de cette distance qui correspond au meilleur choix technique et économique sera : ($25 \leq d \leq 30mm$)

3.10. Sélectivité

3.10.1. Définitions

On a déjà passé par cette notion sans la nommer ou la détailler. On a dit que le verre est transmissif au spectre solaire et réfléchissant aux rayons infrarouges fig. (3.6) c'est exactement les propriétés optiques nécessaires pour réaliser une forme de la *sélectivité* au niveau de la couverture qui engendre en suite le phénomène de l'effet de serre.

Donc un vitrage sélectif idéal exige les propriétés suivantes :

- Transparent pour le rayonnement solaire (équivalent à un spectre d'un corps noir à 5780°K).
 - Réfléchissant pour les rayonnements infrarouges émis par l'absorbeur à la température T .
- C'est-à-dire :

- $\tau(\lambda, T) = 1$ Pour $0 < \lambda < \lambda_c \approx 2.5\mu m$. à partir de λ_c en entre dans le domaine de l'Infrarouge IR.
- $\rho(\lambda, T) = 1$ Pour $\lambda > \lambda_c$

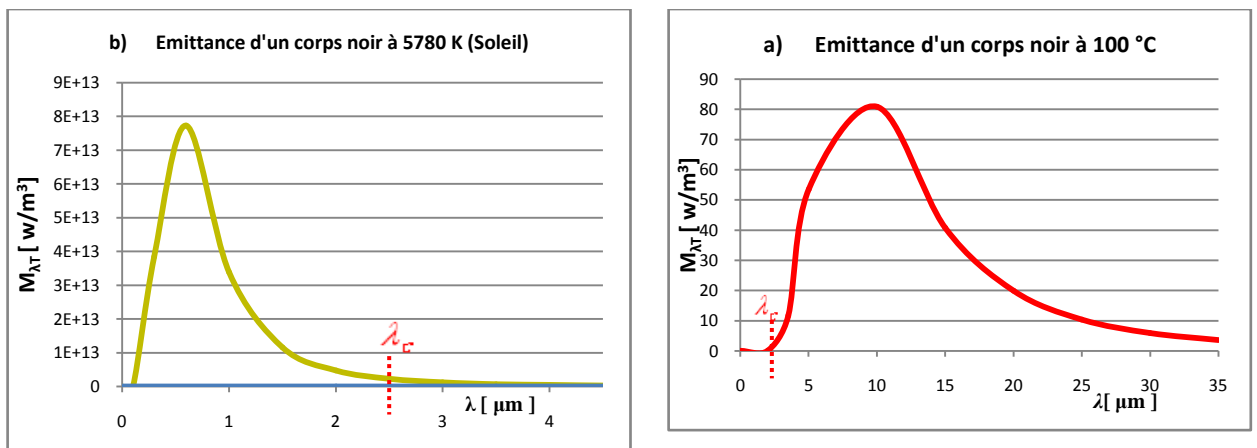


Fig. (3.9) Émission d'un corps noir et longueur d'onde de coupure $\lambda_c \approx 2.5\mu m$.

3.10.2. Le bilan thermique et le bilan radiatif (capteur sans couverture)

La conversion héliothermique suppose des déperditions thermiques sur la surface de captation qui assure l'absorption du rayonnement solaire, mais doit aussi limiter les pertes thermiques vers l'avant (par rayonnement, convection et conduction). Dans ces derniers, ce qui nous intéresse beaucoup pour la sélectivité sont les pertes par rayonnement (pertes optiques) est plus précisément les propriétés optiques de la surface de captation (surface de la plaque absorbante).

3.10.2.1. Température limite d'équilibre radiatif T_{pl}

C'est la température atteinte par l'absorbeur lorsque la puissance reçue égale à la puissance perdue.

$$Q_s = Q_p \quad [W/m^2] \quad (3.26)$$

Avec :

$$Q_s = \alpha_{ps} G^* + \alpha_{pE} \sigma T_E^4 \quad [W/m^2] \quad (3.27)$$

G^* : Éclairement global solaire.

α_{ps} : Absorptivité total hémisphérique du spectre solaire.

$$0 < \lambda < \lambda_c \approx 2.5\mu m.$$

α_{pE} : Absorptivité total hémisphérique de spectre de l'environnement à la température T_E .

$$\lambda > \lambda_c \approx 2.5\mu m.$$

T_E : Température de l'environnement ($T_E = T_a - 6$ voir hypothèses).

$$Q_p = \varepsilon_p \sigma T_{pl}^4 + P_c \quad [W/m^2] \quad (3.28)$$

ε_p : Emissivité total hémisphérique de l'absorbeur.

T_{pl} : Température d'équilibre thermique de l'absorbeur.

P_c : Perte par convection naturelle ou forcée et conduction dans l'air et les matériaux.

Remarque :

Alors l'équation qui fournissant la température de stagnation de l'absorbeur est :

$$\alpha_{ps} G^* + \alpha_{pE} \sigma T_E^4 = \varepsilon_p \sigma T_{pl}^4 + P_c \quad (3.29)$$

Pour une surface diffuse et noir

$$\alpha_{ps} = \alpha_{pE} = \varepsilon_p = 1 \quad (3.30)$$

Donc :

$$G^* = \sigma(T_{pl0}^4 - T_E^4) + P_c \quad [W/m^2] \quad (3.31)$$

La température maximum d'équilibre thermique est obtenus dans le vide (équilibre radiatif : $P_c = 0$) et vaut pour le corps noir :

$$T_{pl0} = \sqrt[4]{\frac{G^*}{\sigma} + T_E^4} \quad [K] \quad (3.32)$$

Normalement on prend la valeur max du G^* et T_E a titre d'exemple admettons les valeurs suivantes :

$G^* = 1000 W/m^2$ et $T_a = 48^\circ C$ Donc :

$T_E = T_a - 6 = 42^\circ C = 315 k$ On obtient :

$$T_{pl0} = 407.1K = 134.1^\circ C$$

3.10.2.2. Rendement de conversion thermique η_{en} :

On extrait une puissance utile Q_u du convertisseur.

$$Q_s = Q_u + Q_p$$

Soit :

$$\alpha_{ps} G^* + \alpha_{pE} \sigma T_E^4 = Q_u + \varepsilon_p \sigma T_p^4 + P_c \quad (3.33)$$

D'où le rendement de la conversion thermique

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{G^*} = \frac{Q_s - Q_p}{G^*}$$

$$\eta_{en} = \alpha_{ps} + \frac{\alpha_{pE} \sigma T_E^4}{G^*} - \frac{\varepsilon_p \sigma T_p^4}{G^*} - \frac{P_c}{G^*} \quad (3.34)$$

3.10.2.3. Rendement radiatif η_R

Il correspond à $P_c = 0$

$$\eta_R = \alpha_{ps} + \frac{\alpha_{pE} \sigma T_E^4}{G^*} - \frac{\varepsilon_p \sigma T_p^4}{G^*} \quad (3.35)$$

$$\eta_R = \alpha_{ps} \left\{ \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_p}{\alpha_{ps}} \right) \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \right] - \frac{\varepsilon_p - \alpha_{pE}}{\alpha_{ps} G^*} - \sigma T_E^4 \right\}$$

Une écriture plus simplifiée^[2]

$$\eta_R = \alpha_{ps} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_p}{\alpha_{ps}} \right) \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \right] \quad (3.36)$$

Si
$$\left| \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_p - \alpha_{ps}} \right| \gg \left| \frac{T_E^4}{T_p^4 - T_E^4} \right| \quad (3.37)$$

Effectuons-nous une application numérique pour voir la précision de cette formule

Tableau (3.2) : Erreur de la formule simplifiée									
α_{ps}	α_{pE}	ε_p	T_a	T_E	G^*	T_p	η_R		Erreur
-	-	-	°C	[°C]	[w/m ²]	[°C]	Relation (3.35)	Relation (3.36)	%
0.9	0.8	0.7	36	30	1000	70	0.733	0.685	4.78

Avec la vérification de la condition (3.37) l'erreur 4.78% entre la relation simplifiée et celle normal est très acceptable.

On considérant cette expression simplifiée on peut faire les remarques suivantes :

- Le rendement η_R est maximum si $T_p = T_E$ c'est à dire pas d'élévation de température par rapport à l'environnement.

- Il est possible d'accroître la valeur du rendement en augmentant le rapport $\left(\frac{\varepsilon_p}{\alpha_{ps}} \right)$.

Alors on peut dire qu'on a abouti un rapport qui caractérise les propriétés optiques et la sélectivité de la surface absorbante.

3.10.3. Sélectivité d'un absorbeur solaire :

L'absorbeur c'est un corps opaque, la loi de **Kirchhoff** s'écrit pour l'absorptivité monochromatique

$$\alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda = 1 - \rho_\lambda \quad \text{Et} \quad (\tau_\lambda = 0) \quad (3.38)$$

ρ_λ Réflectivité monochromatique de l'absorbeur diffus.

τ_λ Transmettait monochromatique de l'absorbeur diffus.

α_λ et ε_λ Dépendent des propriétés optiques de la surface absorbante et ε_λ dépend fortement de la température T .

Les propriétés optiques demandées aux absorbeurs seront donc en générale définies pour une température de fonctionnement T par son absorptivité $\alpha(\lambda, T)$ et son émissivité $\varepsilon(\lambda, T)$.

L'absorbeur sélectif idéal sera alors tel que :

- $\alpha(\lambda, T) = \alpha_{ps}$ Pour $0 < \lambda < \lambda_c \approx 2.5\mu m$. « Spectre solaire »

- $\varepsilon(\lambda, T) = \varepsilon_p$ Pour $\lambda > \lambda_c$ « Rayon infrarouge IR »

Un accroissement du rendement radiatif suppose en particulier une diminution du rapport $(\varepsilon_p / \alpha_{ps})$ à α_{ps} donné -voir expression (3.36)

Il faut que la surface absorbante possède une réflectivité faible (absorptivité fort) pour le spectre solaire mais élevé pour le rayonnement infrarouge correspondent à l'émission d'un corps noir à T données. La surface est alors optiquement sélective, ces propriétés optiques diffèrent selon le domaine spectral envisagé.

3.10.4. Modélisation des propriétés optique d'un absorbeur solaire :

Si l'on représente les propriétés optiques d'un absorbeur sélectif réel dans un diagramme $\rho_\lambda = f(\lambda)$ on constate une augmentation du facteur ρ_λ dans l'infrarouge. La figure suivante donne un exemple d'une telle variation, obtenue dans le cas du « chrome noir » ; cette surface présente deux domaines où ρ_λ est tantôt faible, tantôt élevé, la transmission entre les deux s'effectuant sur une étendue spectrale $\Delta\lambda$.

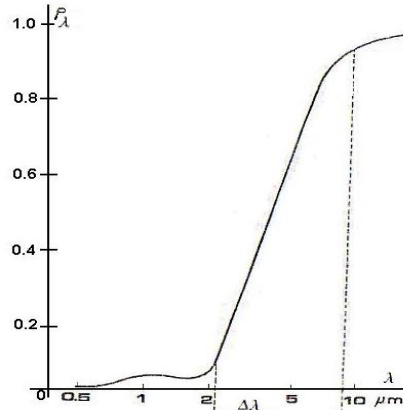


Fig. (3.10) : Réflectivité monochromatique d'un absorbeur réel surface en chrome noir [2]

Pasqueti et Papini ont proposé une modélisation des absorbeurs sélectifs réels [3]. Celle-ci suppose les propriétés constantes en fonction de l'angle d'incidence ce qui revient à considérer la surface grise et diffus sur deux domaines I et II séparés par une longueur d'onde de coupure λ_c . Compte tenu des caractéristiques du spectre solaire ($T_s = 5780^{\circ}k$ et $0.25\mu m < \lambda < 2.5\mu m$). λ_c sera voisin de $2.5\mu m$ et on pose $\Delta\lambda = 0$.

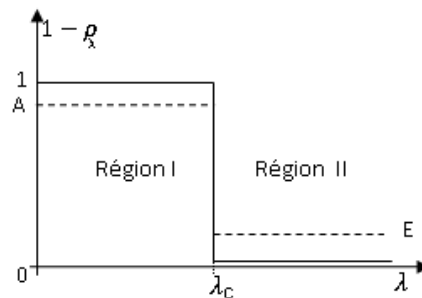


Fig. (3.11) : Modélisation d'un absorbeur sélectif proposé par **Pasquet et Papini**

A partir de ce modèle, on calcul les divers facteurs α_{ps} , ε_p et α_{pE} .

Par définition on a les relations suivantes :

$$\varepsilon_p = \frac{1}{\sigma T_p^4} \left[A \int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_p) d\lambda + E \int_{\lambda_c}^{\infty} M(\lambda, T_p) d\lambda \right] \quad (3.39.)$$

$$\alpha_{ps} = \frac{1}{\sigma T_s^4} \left[A \int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_s) d\lambda + E \int_{\lambda_c}^{\infty} M(\lambda, T_s) d\lambda \right] \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_{pE} = \frac{1}{\sigma T_E^4} \left[A \int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_E) d\lambda + E \int_{\lambda_c}^{\infty} M(\lambda, T_E) d\lambda \right] \quad (3.41)$$

$M(\lambda, T_i)$: Émissivité énergétique monochromatique du corps noir à la température T_i ($i = p$ paroi absorbante, $i = s$ soleil, $i = E$ environnement).

A fin de simplifier ces expressions on pose :

$$k_p = \frac{\int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_p) d\lambda}{\sigma T_p^4} \quad (3.42)$$

$$k_s = \frac{\int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_s) d\lambda}{\sigma T_s^4} \quad (3.43)$$

$$k_E = \frac{\int_0^{\lambda_c} M(\lambda, T_E) d\lambda}{\sigma T_E^4} \quad (3.44)$$

On trouve :

$$\alpha_{ps} = (A - E)k_s + E \quad (3.45)$$

$$\alpha_{pE} = (A - E)k_E + E \quad (3.46)$$

$$\varepsilon_p = (A - E)k_p + E \quad (3.47)$$

Les paramètres k_p , k_s et k_E sont donnés dans le système d'unités international par l'expression :

$$k_i = \int_0^{\lambda_c} \frac{65.8 \cdot 10^{-10}}{\lambda^5 T_i^4} \frac{d\lambda}{\exp\left(\frac{14.39 \cdot 10^{-3}}{\lambda T_i}\right) - 1} = \int_0^{\lambda_c} \frac{C_1}{\lambda^5 T_i^4} \frac{d\lambda}{\exp\left(\frac{C_1}{\lambda T_i}\right) - 1}$$

Où T_i prennent les valeurs T_p , T_s et T_E .

On introduisant la variable $\lambda T_i = x_i$

$$k_i = \int_0^{x_i} \frac{C_1}{x_i} \frac{dx_i}{x_i \exp\left(\frac{C_1}{x_i}\right) - 1} \quad (3.48)$$

Les valeurs de k_i peut être calculée en fonction de x_i ce qui a été réalisé par **Sergebt** (1972). Elle représente la fraction de puissance émise par un corps noir dans la bande spectrale $0 - \lambda_c$; on peut alors l'appeler *coefficient d'efficacité* de la surface sélective, pour la température T_i considérée. ^[2]

Les tableaux et les graphes suivants représentent la variation des coefficients d'efficacité k_i en fonction de la longueur d'onde de coupure λ_c et la température T_i (les valeurs de k_i sont obtenus à l'aide d'un code de calcul SWP ^[L1]).

$\lambda_c [\mu m]$	1.2	2.5	3.6
k_p à $T_p = 70^\circ C$	$4.689 \cdot 10^{-12}$	$4.48 \cdot 10^{-5}$	$2.75 \cdot 10^{-3}$
k_s à $T_s = 5780 K$	0.808	0.964	0.984
k_E à $T_E = 20^\circ C$	$1.904 \cdot 10^{-14}$	$3.951 \cdot 10^{-7}$	$5.812 \cdot 10^{-4}$

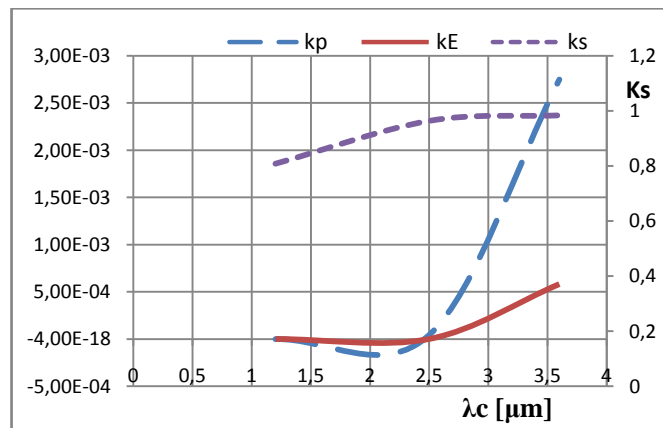


Fig. (3.12) : Coefficient d'efficacité k_i à des températures fixe et en fonction de λ_c .

L'influence de la longueur d'onde de coupure λ_c sur les coefficients d'efficacité est très claire surtout pour k_E et k_p qui s'annulent au voisinage de $2.5 \mu m$, mais l'accroissement de k_p par rapport a

k_E est plus important. Par contre on a une légère variation pour k_s sa valeur tend vers l'unité avec l'augmentation λ_c

$T_p [^\circ C]$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$k_p \cdot 10^{-5}$	2.204	0.3998	0.6951	1.163	1.88	2.947	4.488	6.66	9.65	13.68	19	25.9

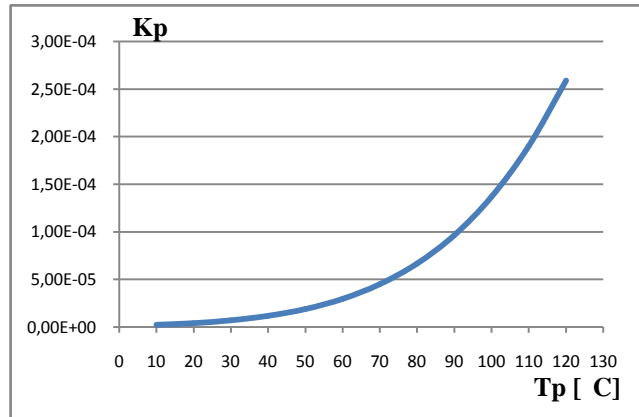


Fig. (3.13) : Coefficient d'efficacité de la surface sélective de l'absorbeur en fonction de sa température

Il est bien clair d'après le graphe que le coefficient d'efficacité de la surface sélective (la face de la plaque absorbante exposé au rayonnement solaire) augmente avec la température de l'absorbeur. Mais cette élévation est peut importante pour le domaine de faible températures $T_p < 70^\circ C$. Par exemple à titre explicative entre (70 et 150°C) l'augmentation de k_p est de 86.4% par contre entre (10 et 70°C) seulement 13.6% d'augmentation.

Dans ces conditions le rapport (ϵ_p/α_{ps}) se présente sous la forme :

$$\frac{\epsilon_p}{\alpha_{ps}} = \frac{\left(\frac{A}{E}-1\right)k_p+1}{\left(\frac{A}{E}-1\right)k_s+1} \quad (3.49)$$

$\left(\frac{\epsilon_p}{\alpha_{ps}}\right)$: Est une fonction du rapport $\left(\frac{A}{E}\right)$, T_p et λ_c sachons que k_p et k_s sont des fonctions de T_p et λ_c

- Si T_p faible exemple $T_p = 60^\circ C = 333 K$ et $\lambda_c = 2.5 \mu m$
On obtient $k_p \cong 4.36 \cdot 10^{-12}$ négligeable devant l'unité $k_p \cong 0$ et $k_s \cong 1$
Donc :

$$\frac{\epsilon_p}{\alpha_{ps}} \cong \frac{E}{A} \quad (3.50)$$

- Si T_p faible et $\lambda_c < 2.5 \mu m$ exemple $T_p = 60^\circ C = 333 K$ et $\lambda_c < 2.5 \mu m$
On obtient $k_p \cong 0$ et k_s reste très proche de l'unité. Donc :

$$\frac{\epsilon_p}{\alpha_{ps}} = \frac{1}{\left(\frac{A}{E}-1\right)k_s+1} \quad (3.51)$$

On confirme ici que le rapport $\left(\frac{\epsilon_p}{\alpha_{ps}}\right)$ ne caractérise une surface sélective que pour une température de fonctionnement donnée.

Enfin notons que dans le vide à l'équilibre thermique, le rendement optique η_o correspond à une température de stagnation (Température limite du matériau T_{pl}) donnée par

$$T_{pl} = \sqrt[4]{\frac{G^*}{\sigma} \left(\frac{\varepsilon_p}{\alpha_{ps}} \right) + T_E^4} \quad (3.52)$$

$$T_{pl0} > T_{pl}$$

Application numérique :

Pour $G^* = 1000 \text{ W/m}^2$, $T_a = 48^\circ\text{C}$, $\varepsilon_p = 0.7$ et $\alpha_{ps} = 0.90$

$$T_{pl} = 121.91^\circ\text{C}$$

3.10.5. Influence de la sélectivité sur le rendement radiatif (Coefficient de performance)

La sélectivité idéal correspond à la fig. (3.11), permet d'écrire la relation (3.36) du rendement radiatif sous la forme :

$$\eta_R = A \left[\left\{ \left(1 - \frac{E}{A} \right) k_s + \frac{E}{A} \right\} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A} \right) k_p + \frac{E}{A} \right\} \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \right] \quad (3.53)$$

$\eta_R = f(A, s, T_p, \lambda_c)$ Avec $s = \frac{A}{E}$ facteur de sélectivité

$$\eta_R/A = \left[\left\{ \left(1 - \frac{1}{s} \right) k_s + \frac{1}{s} \right\} - \left\{ \left(1 - \frac{1}{s} \right) k_p + \frac{1}{s} \right\} \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \right] \quad (3.54)$$

η_R Est une fonction de λ_c par l'intermédiaire de k_p et k_s à A et s données ; η_R passe par un maximum pour une longueur d'onde de coupure d'autant plus court que T_p augmente.

Compte tenu de la relation (3.54), on écrit le rendement radiatif sous la forme :

$$\eta_R = A \left(k_1 - \frac{k_2}{s} \right) \quad (3.55)$$

$$\eta_R/A = k_1 - \frac{k_2}{s} \quad (3.56)$$

Avec

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= k_s - k_p \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \\ k_2 &= -(1 - k_s) + (1 - k_p) \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \end{aligned} \right\} \quad (3.57)$$

Cas particulier :

➤ Un corps gris idéal obéit à l'égalité $s = \frac{E}{A} = 1$; ce corps est noir si de plus $A = E = 1$.

Donc :

$$\eta_R^0 = 1 - \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} = k_1 - k_2 \quad (3.58)$$

➤ Le rendement radiatif maximum η_{Rmax} correspond à $s \rightarrow \infty$ dans l'équation (3.55).

$$\eta_{Rmax} = A k_1$$

$$\eta_{Rmax}/A = k_1 \quad (3.59)$$

➤ Coefficient de performance

Dans le cas général $\eta_R < \eta_{Rmax}$ et l'on peut écrire $\eta_R = \gamma \eta_{Rmax}$, où γ est un nombre réel compris entre 0 et 1, que l'on nomme *le coefficient de performance* ; on alors :

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{\eta_R}{\eta_{Rmax}} \quad \text{Et} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \\ s(1 - \gamma) &= \frac{k_2}{k_1} \end{aligned} \quad (3.60)$$

$$s(1 - \gamma) = 1 - \frac{1 - \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*}}{k_s - k_p \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*}} \quad (3.61)$$

Le facteur de sélectivité est lié de façon simple aux performances du convertisseur relevant du paramètre γ et aux conditions de fonctionnement, dépendant des valeurs de T_p , T_E , λ_c et G^* .

3.10.6. Caractérisation d'une surface sélective

Nous allons, dans ce paragraphe, déterminer les paramètres caractéristiques (λ_c et $\frac{E}{A}$) de la surface sélective, T_p , T_E et G^* étant donnés.

3.10.6.1. Optimisation de la longueur d'onde de coupure λ_c ^[2]

Comme nous l'avons vu, il est possible de mettre en évidence l'existence d'une *longueur d'onde de coupure optimisée* λ_{cop} , pour laquelle le rendement est maximum. On a dans ce cas :

$$\left(\frac{\partial(\eta_R/A)}{\partial \lambda_c} \right)_{\lambda_c = \lambda_{cop}} = 0$$

De la relation (3.54) :

$$\left(\frac{\partial k_s}{\partial \lambda} - \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \frac{\partial k_p}{\partial \lambda} \right)_{\lambda_c = \lambda_{cop}} = 0 \quad (3.62)$$

Avec l'expression du rendement radiatif d'un corps noir

$$\left(\frac{\partial k_s}{\partial \lambda} - (1 - \eta_R^o) \frac{\partial k_p}{\partial \lambda} \right)_{\lambda_c = \lambda_{cop}} = 0 \quad (3.63)$$

On utilise le coefficient d'efficacité k_i relation (3.48) où $\lambda T_s = x_s$ et $\lambda T_p = x_p$ on obtient :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial k_s}{\partial x_s} = T_s \frac{\partial k_p}{\partial x_p} = \frac{C_1 T_s}{\sigma x_s^5 (\exp \frac{C_1}{x_s} - 1)} \\ \frac{\partial k_p}{\partial x_p} = T_p \frac{\partial k_p}{\partial x_p} = \frac{C_1 T_p}{\sigma x_p^5 (\exp \frac{C_1}{x_p} - 1)} \end{aligned} \right\} \quad (3.64)$$

On est alors conduit à l'expression :

$$G^* = \sigma(T_p^4 - T_E^4) \frac{T_s^4 \exp\left(\frac{C_2}{T_s \lambda_{cop}}\right) - 1}{T_p^4 \exp\left(\frac{C_2}{T_p \lambda_{cop}}\right) - 1} \quad (3.65)$$

Cette formule nous montre que la longueur d'onde de coupure optimale λ_{cop} ne dépend pas du facteur de sélectivité s . Elle dépend de la température de fonctionnement T_p et les conditions climatiques du lieu d'emplacement du capteur (T_s , T_a et G^*).

$$\lambda_{cop} = f(T_p, T_s, T_a, G^*)$$

3.10.6.2. Détermination du facteur de sélectivité ($\frac{A}{E} = s$)

3.10.6.2.1. Calcul du facteur de sélectivité s

- Lorsque $T_p = 20^\circ\text{C}$ ou $T_p \cong T_E$ le rendement radiatif atteint son maximal et devient indépendant de la sélectivité. Ce qui confirme la remarque précédente.
- A faible température la sélectivité devient inutile.

A la lumière de ces résultats, on distingue plusieurs domaines de température de fonctionnement et sélectivité des convertisseurs héliothermiques de l'énergie solaire [2].

- ✓ Basse température $T_p \leq 60^\circ\text{C}$: $1 < s \leq 2.5$ Faible sélectivité.
- ✓ Moyenne température $60 \leq T_p \leq 150^\circ\text{C}$: $2.5 < s \leq 12$ Moyenne sélectivité.
- ✓ Haute température $150 \leq T_p \leq 500^\circ\text{C}$: $12 < s \leq 20$ Forte sélectivité.
- ✓ Très haute température $T_p \geq 500^\circ\text{C}$: $s \geq 20$ Très forte sélectivité.

On pratique la difficulté de réalisation et le coût économique d'un tel convertisseur photothermique augmente avec la température de fonctionnement et le facteur de sélectivité. Alors on peut décider sur critère économique qu'au-delà d'une certaine valeur de s , l'accroissement du rendement n'est plus suffisant pour justifier une augmentation du facteur de sélectivité.

3.10.6.3. Choix de l'absorptivité monochromatique A

L'absorptivité A, doit avoir une valeur aussi proche que possible de l'unité, cependant lors de la réalisation pratique d'une surface sélective, l'ensemble des trois conditions sur A , $\frac{A}{E}$ et λ_c risque d'être difficile à obtenir il faut alors au moins connaître, entre autre quelle est la limite inférieure de la valeur de A pour que le rendement du convertisseur soit de toute façon supérieur à celui du même dispositif équipé d'une surface absorbante noire.

Autrement dit comparaison de la surface sélective avec le corps noir ou avec toute surface pour la quelle A est supérieur et s inférieur.

Comparaison avec le corps noir

On définit ici le paramètre A_{min} valeur de l'absorptivité pour la quelle le rendement de la surface sélective est égale à celui du corps noir placé dans les mêmes conditions d'ensoleillement et de température (G^* et T_a). C'est-à-dire :

$$\eta_R = \eta_R^o \quad (3.66)$$

Donc :

$$A_{min} \left[\left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_s + \frac{E}{A} \right\} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_p + \frac{E}{A} \right\} \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*} \right] = \eta_R^o$$

$$A_{min} = \frac{\eta_R^o}{\left(1 - \frac{E}{A}\right) k_s + \frac{E}{A} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_p + \frac{E}{A} \right\} \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*}}$$

$$A_{min} = \frac{\eta_R^o}{\left(1 - \frac{E}{A}\right) k_s + \frac{E}{A} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_p + \frac{E}{A} \right\} (1 - \eta_R^o)} \quad (3.67)$$

De même on a :

$$A = \frac{\eta_R}{\left(1 - \frac{E}{A}\right) k_s + \frac{E}{A} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_p + \frac{E}{A} \right\} (1 - \eta_R)} \quad (3.68)$$

Alors :

$$A - A_{min} = \frac{\eta_R - \eta_R^o}{\left(1 - \frac{E}{A}\right) k_s + \frac{E}{A} - \left\{ \left(1 - \frac{E}{A}\right) k_p + \frac{E}{A} \right\} (1 - \eta_R)} \quad (3.69)$$

Ou encore :

$$\frac{A - A_{min}}{A_{min}} = \frac{\eta_R - \eta_R^o}{\eta_R^o} \quad (3.70)$$

On a déjà trouvé la valeur du facteur de sélectivité $s = 1.89$. Avec les données précédentes essayons maintenant de faire la comparaison avec le corps noir et calculons le gain apporté par la sélectivité au rendement radiatif de l'absorbeur par rapport rendement d'un même absorbeur noir (corps noir).

Alors d'après la relation (3.54) on obtient :

$$\eta_R / A = 0.77115 \cong 77.11\%$$

Si on pose par exemple (Par manque des données concerne la sélectivité) $A = 0.8$ valeur acceptable on obtient :

$$\eta_R = 0.6169 \cong 61.7\%$$

Pour le corps noir on a :

$$\eta_R^o = 1 - \frac{\sigma(T_p^4 - T_E^4)}{G^*}$$

$$\eta_R^o = 0.59954 \cong 60\%$$

Le gain apporté au rendement par la sélectivité est :

$$\frac{A - A_{min}}{A_{min}} = \frac{0.6169 - 0.59954}{0.59954} = 0.02859 \cong 2.86\%$$

Donc l'utilisation d'une sélectivité ($s = 1.89$), dont le facteur d'absorption est ($A = 0.8$), entraîne un accroissement relatif du rendement par rapport au corps noir égale à 2.86%.

Si on observe les données posées au départ pour les calculs surtout l'éclairement solaire global $G^* = 1000 \text{ W/m}^2$ qui représente une quantité d'énergie importante reçu par l'absorbeur (rarement atteinte sans concentration des rayons solaire) et l'accroissement apporté au rendement par la sélectivité ($\eta_R - \eta_R^o = 0.01736$ ou relative 2.86%), on peut dire que la sélectivité a cet intervalle de température (moyenne) est une technique insuffisante et surtout lorsqu'on prend en compte l'aspect économique (coût de la mise en œuvre de la couche sélective est très élevé).

3.11. Capteur vidé ou à tube évacué (vidé)

A l'intérieur des capteurs plans règne la pression de l'air ambiant, grâce souvent à de petites ouvertures pratiques dans l'enveloppe du capteur. La circulation de l'air entre l'absorbeur et la vitre joue un rôle important dans le cadre des pertes énergétiques au niveau de la plaque absorbante. Il est toutefois possible de remédier à cette déperdition par convection en éliminant l'air du capteur, c'est-à-dire en utilisant des capteurs sous vide

Généralement le capteur est constitué de plusieurs tubes en vers (thermos) dans les quels sont placé les éléments (tube avec ailettes) de l'absorbeur. Ils sont montés en parallèles, les tubes sont mis dans le vide d'air qui permet d'éliminer ou réduire les pertes thermiques par convection entre absorbeur et milieu extérieur.

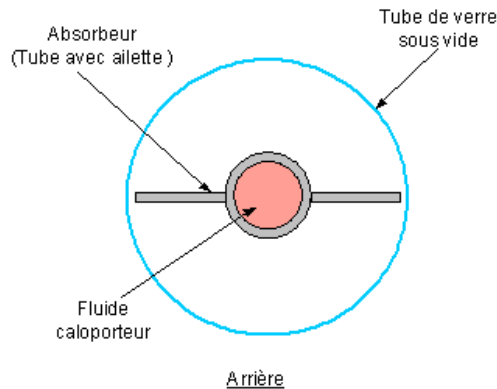


Fig. (3.15) : Coupe d'un tube évacué.

Donc le principe est d'éliminer ou de rendre négligeable, les pertes thermiques par convection entre absorbeur et couverture, dans ce cas le coefficient de transfert de chaleur devient : $h_{cpc} \cong 0$

La relation qui exprime le coefficient globale de transfert de chaleur devient :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}} + \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}A} + \frac{1}{h_{vent}}} \quad (3.71)$$

$$U = h_{pAV} + h_{pAR}$$

Avec :

$$- h_{pAV} = \frac{1}{\frac{1}{h_{rpc}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{rca}}}$$

$$- h_{pAR} = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}A} + \frac{1}{h_{vent}}}$$

3.11.1. Calcul des paramètres :

Le but des calculs qu'on va l'effectue est de comprendre mieux l'influence du vide sur le rendement du capteur. On a gardé le même model du capteur mais avec absence de l'air « vide » dans l'enceinte formé par la vitre, l'absorbeur et les parois latéraux du capteur. Pratiquement cette opération est déconseillée car techniquement est très difficile de garder le vide à long terme dans l'enceinte (l'étanchéité non parfaite). Un tube en verre contient une partie de l'absorbeur (élément = tube+ailettes) vidé de l'air représente la solution technique à ce problème voir fig. (3.15).

Donc pour le coefficient global des pertes de chaleur, on garde le même model, mêmes données et même méthode de calcul

- On pose $T_{pm} = 60^\circ C = 333K$

- Calcul de T_{cm}

$$A + BT_{cm} + CT_{cm}^4 = 0 \quad (3.72)$$

Avec les relations des constantes A, B et C :

$$A = \frac{\sigma T_{pm}^4}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} + h_{vent} T_a + \sigma \alpha_{ci} T_E^4 \quad (3.73a)$$

$$B = -h_{vent} \quad (3.73b)$$

$$C = -\left(\frac{\sigma}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1} + \sigma \alpha_{ci} \right) \quad (3.73c)$$

Calcul des paramètres inconnus T_E, h_{vent} :

$$T_E = 14^\circ C = 287K$$

$$h_{vent} = 26.81 \text{ w/m}^2\text{K}$$

Calcul des constantes A, B et C :

$$A = 8380.346, B = -26.81 \text{ et } C = -5.924 \cdot 10^{-8}$$

$$8380.346 - 26.81 T_{cm} - 5.924 \cdot 10^{-8} T_{cm}^4 = 0$$

La solution de l'équation donne :

$$T_{cm} = 295.69K = 22.69^\circ C$$

- Calcul des coefficients h_{rpc} et h_{rca}

- Pertes par rayonnements entre paroi et couverture :

$$h_{rpc} = \sigma \frac{(T_{pm}^2 - T_{cm}^2)(T_{pm} - T_{cm})}{\frac{1}{\alpha_{pi}} + \frac{1}{\alpha_{ci}} + 1}$$

$$h_{rpc} = 0.004 \text{ 121 } W/m^2 K$$

- Pertes par rayonnement entre couverture et l'ambient :

$$h_{rca} = \frac{\alpha_{ci} \sigma (T_{cm}^4 - T_E^4)}{T_{cm} - T_a}$$

$$h_{rca} = 0.11430 \text{ W/m}^2 K$$

Donc le coefficient global de transfert de chaleur pour un capteur à tube évacué sera :

Les pertes vers l'avant : $h_{pAR} = 0.004 \text{ 12 } W/m^2 K$ une diminution très importante

Les pertes vers l'arrière : $h_{pAR} = 1.861 \text{ W/m}^2 K$ reste constante

- Le coefficient global de pertes de chaleur U est :

$$U = 1.8651 \text{ W/m}^2 K$$

Tableau (3.5) : Coefficient des pertes global pour un capteur à vide					
Entre absorbeur et vitre	h_{pAV} [W/m ² K]	h_{pAR} [W/m ² K]	U [W/m ² K]	Q_p [W/m ²]	Réduction %
Air	4.349	1.861	6.211	248.44	-
Vide	0.004 12	1.861	1.865	74.60	30%

Une diminution remarquable du coefficient global de perte thermique 4.346 W/m^2 , le gain apporté par cette diminution (c'est-à-dire par la création du vide) est de 70% de récupérer de l'énergie perdue vers le milieu extérieur.

3.12. Analyse exergetique :

3.12.1. Introduction :

La performance d'un capteur solaire n'est pas nécessairement bonne avec un rendement ou température élevée de l'absorbeur, il est possible pour un capteur solaire de fonctionner a une température importante (élevé) et avec un rendement bas [4]. Afin d'étudier le comportement de ces deux paramètres (Température, Rendement) il est important de trouver une relation qui la réunis.

L'exergie extraite du capteur solaire est signal montre la connexion qui existe entre rendement et température de l'absorbeur [4]. ce qui nous permis de chercher son optimum.

3.12.2. Théorie de l'exergie :

Le premier principe de la thermodynamique nous dit que l'or d'une transformation d'un système d'un état (1) a un état (2) la quantité d'énergie est conservée. « Rien ne se perd, rien ne se crée, tous se transforme ».

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (3.74)$$

Par contre le deuxième principe exprime la dégradation de l'énergie, création d'entropie, (consommation d'exergie)... Par exemple si on a un système qui échange une quantité de chaleur ΔQ à la température T l'entropie crée ΔS sera :

$$\Delta S = \frac{\Delta Q}{T}$$

Avec :

$$\Delta S_{Total} \geq 0 \quad (3.75)$$

- $\Delta S_{Total} = 0$ Pour des transformations réversibles.
- $\Delta S_{Total} > 0$ Pour de transformations irréversibles (Généralement transformations réelles).

Dans notre cas les principales sources d'irréversibilités dans les capteurs et les systèmes solaires réels sont dues :

- Aux échanges de chaleur soleil-capteur.
- Aux pertes thermiques du capteur vers l'ambiance.
- Aux irréversibilités internes du capteur.

D'après le savant **Sadi Carnot** le travail maximum W_{max} que l'on peut extraire d'une machine thermique idéale quelque soit le fluide actif utilisé, ne dépend que des niveaux de température (en kelvin ou température absolue).

- De la source chaude a T .
- Du puits a T_a (source froide).

Le correspond a cette machine thermique idéal est constituée de deux isotherme et deux isentropique dans un diagramme (T, S) fig (3.16). Son rendement est :

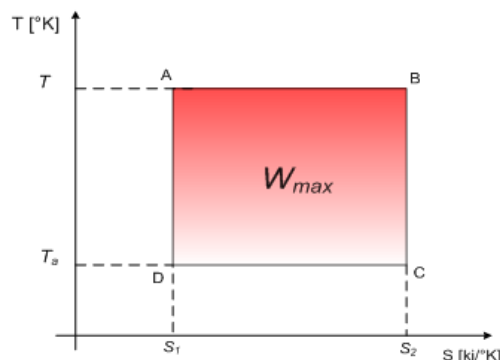


Fig. (3.16) : Cycle de **Carnot** dans un diagramme (T, S)

$$\eta = 1 - \frac{T_a}{T} = \frac{W_{max}}{Q_{entrée}} = \frac{W_{max}}{Q_e} = \frac{Air[ABCD]}{Air[S_1ABS_2S_1]} \quad (3.76)$$

En fonction du facteur de **Carnot** θ :

$$\theta = 1 - \frac{T_a}{T} \quad (3.77)$$

Le travail maximal s'écrit :

$$W_{max} = Q_e \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) = Q_e \theta \quad (3.78)$$

Remarque :

- Quelque soit l'écart entre les deux niveaux de températures (source froide et source chaude) le rendement de la machine de Carnot n'attient jamais l'unité $\eta = \theta < 1$. Si par exemple on pose $\theta = 1$ on trouve $T = T_a$ c'est-à-dire la machine n'existe pas. C'est pour cette raison la comparaison du rendement d'une machine thermique s'effectuer par rapport au rendement de Carnot.
- Le rendement de Carnot est basé sur le premier principe de la thermodynamique.
- Le deuxième principe de la thermodynamique (ou la notion d'entropie) n'est pas prise en considération dans l'expression du rendement de Carnot.
- Le moteur de Carnot reçoit une énergie thermique $\Delta Q = Q_e$ à la température T de la source chaude, il ne peut convertir en énergie mécanique W_{max} que la fraction :

$$Q_e \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) = Q_e \theta < Q_e \quad (3.79)$$

C'est-à-dire il reste une fraction de Q_e quantité minimale de chaleur non transformé.

$$Q_e = Q_e \theta + Q_e X \quad (3.80)$$

$$1 = \theta + X = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) + X \quad (3.81)$$

D'où :

$$X = \frac{T_a}{T} < 1 \quad (3.82)$$

On peut écrit cette fraction d'énergie thermique non transformable par le cycle de Carnot (*Abandonné*) sous la forme suivante :

$$X Q_e = \frac{T_a}{T} Q_e = T_a \frac{Q_e}{T} = T_a dS \quad (3.83)$$

Dans cette relation, dS représente la variation d'entropie de la source thermique ou l'entropie échangée qui accompagne le flux de chaleur à la température T .

L'exergie :

C'est une idée de **Louis George Gouy** (1854 – 1926) ^[W2] en 1889. Elle représente le travail maximum que peut produire un système de part son état de déséquilibre avec le milieu ambiant.

Par définition le travail est de l'exergie pure :

$$Ex = Q_e \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) = Q_e \theta = W_{max} \quad (3.84)$$

Autre définition plus générale de l'exergie ^[5] :

L'exergie est la fraction maximale d'une forme d'énergie quelconque qui, apportée à un système, peut être convertie en travail lorsque le système est en présence du milieu ambiant à la température T_a .

La figure suivante illustre l'énergie, l'entropie et l'exergie échangée au travers l'interface d'un système (exemple : paroi d'un capteur solaire) où la température T_1 de la source chaude est réduite en T_2 dans un milieu extérieur (ambiant) à la température T_a .

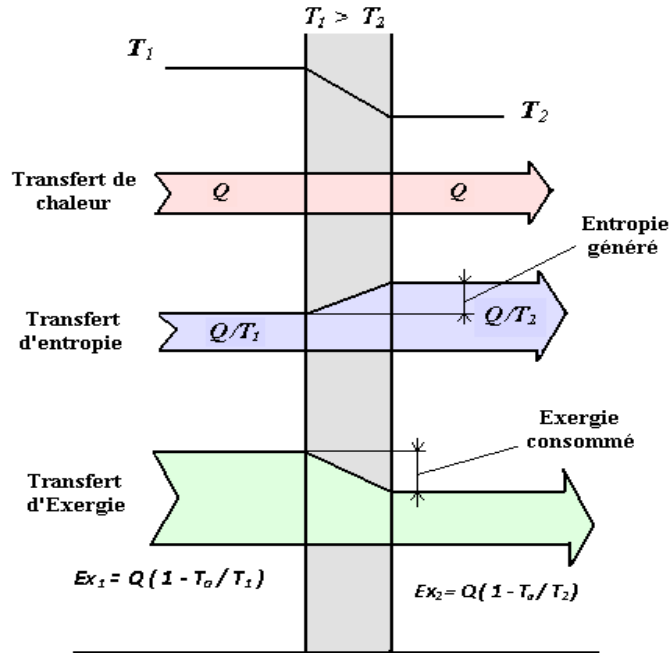


Fig. (3.17) : Transfert de chaleur du niveau de température haut vers le niveau bas est accompagné d'une consommation d'exergie et création d'entropie.

Le flux de chaleur qui traverse la frontière (ou le mur) est toujours constante.

La diminution de la température T_1 à T_2 est accompagnée par une création d'entropie.

$$\Delta S = \frac{Q}{T_2} - \frac{Q}{T_1} = S_2 - S_1 \quad (3.85)$$

Et une consommation ou destruction d'exergie :

$$\Delta Ex = Ex_1 - Ex_2 \quad (3.86)$$

Avec :

$$Ex_1 = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) \quad \text{Et} \quad Ex_2 = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_2} \right) \quad (3.87)$$

$$\Delta Ex = QT_a \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right)$$

3.12.3. Analyse exergétique d'un capteur solaire plan :

Le type de capteur solaire étudié est un modèle simple classique utilisant l'effet serre, le fluide caloporteur est un fluide sans changement de phase de sorte que le long du capteur le profil de température est conforme à la courbe de la figure suivante.

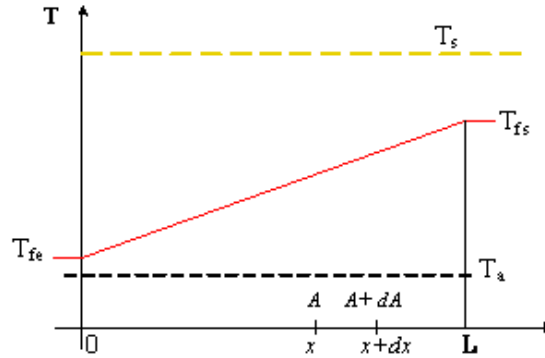


Fig. (3.18) : Profils de température dans un capteur non isotherme.

3.12.3.1. Le bilan thermique (énergétique) :

Le bilan thermique du capteur solaire en régime dynamique stationnaire s'écrit :

$$Q_u = Q_s - Q_p \quad [W/m^2] \quad (3.88)$$

- Q_p : Pertes thermique du capteur solaire vers l'environnement, exprimé sous la forme linéaire (Modèle de **Hottel-Whillier-Bliss**, le modèle le plus courant des capteurs).^[3]

$$Q_p = UA(T_p - T_a) \quad (3.89)$$

- Q_u : Quantité de chaleur utile.

$$Q_u = \Delta H_f = H_{fs} - H_{fe} \quad (3.90)$$

ΔH_f : La variation d'enthalpie du fluide caloporteur a la sortie et l'entrée du capteur (ou a travers les frontières du volume de contrôle).

$$Q_u = H_{fs} - H_{fe} = \dot{m}C_p(T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.91)$$

- Q_s : Énergie radiative incident sur la surface de l'absorbeur.

$$Q_s = G^*(\tau\alpha)A \quad (3.92)$$

Donc l'équation du bilan thermique (3.88) devient :

$$\dot{m}C_p(T_{fs} - T_{fe}) = Q_s - UA(T_p - T_a) \quad (3.93)$$

$$\dot{m}C_p(T_{fs} - T_{fe}) = G^*(\tau\alpha)A - UA(T_p - T_a)$$

3.12.3.2. Le bilan exergetique :

Le bilan exergetique du capteur solaire plan sera :

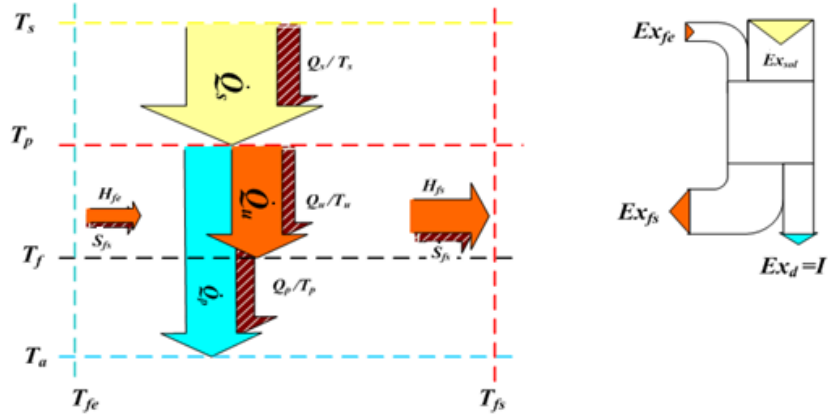


Fig. (3.19) : Flux d'énergie, d'entropie et d'exergie dans un capteur solaire plan

Alors on a :

$$\sum Ex(\text{entrée}) - \sum Ex(\text{sortie}) = \sum Ex(\text{détruite}) \quad (3.94)$$

$$Ex_{sol} + Ex_{fe} - Ex_{fs} = Ex_d \quad (3.95)$$

$$Ex_{sol} + \dot{m}\check{x}_{fe} - \dot{m}\check{x}_{fs} = Ex_d \quad (3.96)$$

Avec :

➤ Ex_{sol} : Flux d'exergie que l'on peut extraire de la radiation solaire entre la température T_a et T_s . Représente la température équivalente du soleil envisagé comme source d'énergie (source chaude).

De nombreux auteurs l'approximent par $T_s = 5780^\circ K$, température d'un corps noir qui donne presque le même spectre du soleil [3].

$$Ex_{sol} = Q_s \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) \quad (3.97)$$

Cette exergie est détruite s'il n'y a pas de capteur ou si le capteur est à une température (température de la paroi absorbante) $T = T_a$

➤ \check{x}_{fe} et \check{x}_{fs} : Exergie massique associée à l'écoulement du fluide caloporteur son expression en générale s'écrit :

$$\check{x} = h - T_a s + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.98)$$

$$\check{x} = h - T_a s + E_c + E_p$$

On considère que l'énergie cinétique E_c et l'énergie potentielle E_p négligeable.

$$\check{x}_f = h - T_a s \quad (3.99)$$

Donc on peut écrire :

$\check{x}_{fe} = h_{fe} - T_a s_{fe}$: Exergie massique du fluide caloporteur à l'entrée du capteur.

$\check{x}_{fs} = h_{fs} - T_a s_{fs}$: Exergie massique du fluide caloporteur à la sortie du capteur.

La variation d'exergie associée à l'écoulement du fluide caloporteur est :

$$\Delta Ex_f = \dot{m}[\check{x}_{fe} - \check{x}_{fs}]$$

$$\Delta Ex_f = \dot{m}[(h_{fe} - h_{fs}) - T_a(s_{fe} - s_{fs})]$$

$$\Delta Ex_f = \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}) - \dot{m}T_a(s_{fe} - s_{fs}) \quad (3.100)$$

La dernière expression représente la quantité d'exergie utile (ou l'exergie consommée).

On sait que :

$$\Delta s_f = s_{fe} - s_{fs} = C_p \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \text{ En replace dans l'équation (3.100)}$$

$$\Delta Ex_f = \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}) - \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \quad (3.101)$$

$$\Delta Ex_f = \dot{m}C_p \left(T_{fe} - T_{fs} - T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right) \quad (3.102)$$

Remarque :

On peut écrire l'exergie utile en fonction de l'énergie thermique utile extraite par le fluide caloporteur \dot{Q}_u

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs})$$

$$\Delta Ex_f = \Delta Ex_{util} = Q_u - \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \quad (3.103)$$

$$Q_u - \Delta Ex_{utile} = \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}}$$

$$Q_u > \Delta Ex_{util}$$

Ces expressions montrent clairement qu'il y a une différence entre l'énergie utile et l'exergie utile. Substituant maintenant les expressions des exergies obtenus dans l'équation du bilan exergétique (3.96)

$$Q_s \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right) - \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}) + \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} = Ex_d \quad (3.104)$$

Cette relation exprime la variation d'exergie du capteur en fonction des énergies échangées avec le milieu ambiant à la température T_a .

Le dernier membre Ex_d de la relation (3.104) du bilan exergétique représente l'exergie détruite par le système (capteur).

$$Ex_d = I = T_a s_{crée} \quad (3.105)$$

On doit noter ici que ce terme représente aussi les irréversibilités du système qui sont la cause de la création de l'entropie $s_{crée}$ l'or de la variation des flux exergétique (échanges énergétiques).

$$I = T_a s_{crée} = Q_s \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right) - \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}) + \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} = Ex_d \quad (3.106)$$

Récapitulation **les expressions** des exergies :

$Ex_{sol} = Q_s \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right)$	Exergie d'entrée ou fournie ou exergie de la source chaude.
$Ex_{util} = \dot{m}C_p(T_{fe} - T_{fs}) - \dot{m}C_p T_a \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}}$	Exergie utile, de sortie ou consommée.
$Ex_d = I = T_a s_{crée} = Ex_{sol} - Ex_{util}$	Exergie détruite.

3.12.3.3. Rendement énergétique rendement exergétique :

Nous donnons ci après le rendement thermique, exergétique. Le rendement exergétique η_{ex} est basé sur le deuxième principe de la thermodynamique comme le rendement thermique (énergétique) η_{en} qui lui est basé sur le premier principe de la thermodynamique, mesure la part d'un produit par rapport à une ressource pour un procédé ou un système donné on peut rencontrer d'autres définitions du rendement exergétique comme le rapport du flux sortant sur le flux entrant ^[6].

✓ **Rendement énergétique (Thermique) :**

$$\eta_{en} = \frac{\text{Produit (énergétique)}}{\text{Ressources(énergétique)}}$$

$$\eta_{en} = \frac{\dot{Q}_u}{A\dot{Q}_s} \quad (3.107)$$

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}C_p(T_{fs}-T_{fe})}{AG^*(\tau\alpha)} \quad (3.108)$$

✓ **Rendement exergetique :**

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Produit (exergetique)}}{\text{Ressources(exergetique)}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{(produites)}}{Ex_{(Ressources)}} = \frac{Ex_{(Sortie)}}{Ex_{(Entree)}} = \frac{Ex_{util}}{Ex_{sol}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{util}}{Ex_{sol}} = \frac{Ex_{sol} - Ex_{det}}{Ex_{sol}} = 1 - \frac{Ex_{det}}{Ex_{sol}} \quad (3.109)$$

3.12.3.4. Validation du model theorique et reel du capteur :

3.12.3.4.1. Model non reel (theorique)

On utilise les resultats des calculs avec les donnees introduites par defaut dans le logiciel voir figure (2.25) chapitre 2

Energetique [w/m ²]		Exergetique [w/m ²]	
Q_s	826.5	Ex_{sol}	784.6
Q_u	758.34	Ex_{util}	757.57
Q_p	68.20	$Ex_d = I$	27.03
η_{en}	71.26%	η_{ex}	96.55%

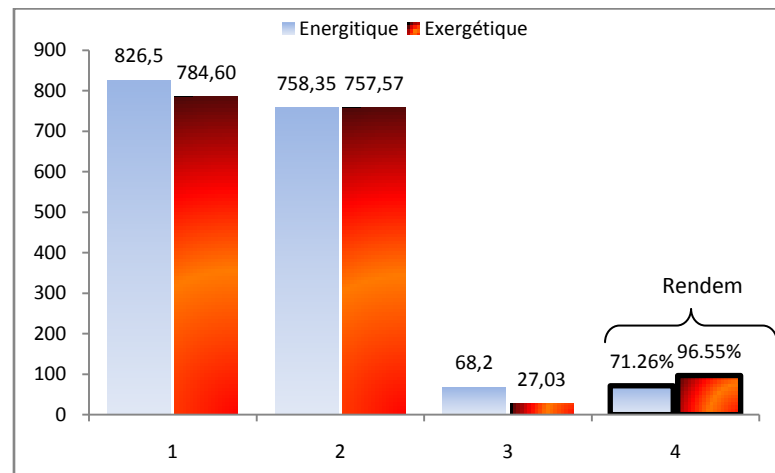


Fig. (3.20) : Comparaison entre les parametres energetiques et exergetique

Le rendement exergetique est toujours superieur au rendement energetique, La comparaison s'effectue maintenant par rapport a l' unite au lieu du rendement de Carnot

3.12.3.4.2. Model reel (Capteur solaire plan) :

Le tableau suivant presente les parametres necessaires du capteur solaire plan mis en essai au centre de recherche des energies renouvelables a GHARDAIA. Les essais sont effectues durant la journee du 04/06/2007 de 8h00 a 18h00.

Tableau (3.7) : Caractéristiques physique du capteur solaire plan d'essais

Désignation		Valeur	Unité
Dimension	Longueur	1.64	m
	Largeur	1	m
	Espace vitre plaque absorbante	0.025	m
Vitre	Emissivité	0.88	-
	Nombre des vitres	1	-
Absorbeur En Aluminium	Coefficient d'absorption	0.9	-
	Emissivité	0.8	-
	Conductivité thermique	202	W/m°C
	Distance entre deux tubes	0.1	m
	Diamètre extérieur des tubes	0.017	m
	Diamètre intérieur des tubes	0.015	m
Isolation Laine de verre	Conductivité thermique	0.036	W/m°C
	Epaisseur d'isolation	0.03	m

La figure suivante obtenu à partir des résultats des essais du model réel montre une comparaison entre les quantités (fournies, consommés et perdus) d'exergies et d'énergie.

L'énergie est supérieur à l'exergie fournies par le soleil $Q_s > Ex_{sol}$, par contre l'énergie perdue et inférieure à l'exergie détruite par le capteur $Q_p < Ex_d$, mais pour les quantités l'énergie et l'exergie utile son presque les mêmes. L'allure de l'ensemble des courbes d'énergie et celle d'exergie son les mêmes.

Tableau (3.8) : Calcul des paramètres exégétiques et énergétiques (model réel)

Mesures				Calculer par le logiciel											
H	G*	T _a	T _{fs}	T _{fs}	U	Q _s	Q _p	Q _p	η _g	η _{in}	Ex _{so}	Ex _{ut}	Ex _{de}	η _{Ex}	S _{crée}
	528	25	32	26.59	4.23	418.176	83.53	334.68	48.04	80.03	396.62	334.35	62.26	84.3	0.208
	694	27	32	29.08	4.35	549.65	113.86	435.81	47.01	79.2	521	435.37	85.74	83.54	0.285
10	821	30	35	32.45	4.426	650.23	137.41	512.7	46.4	78.84	616.14	512.19	103.95	83.12	0.343
11	901	33	41	35.67	4.36	713.59	147.98	565.58	46.97	79.24	675.81	565	110.79	83.6	0.362
12	929	36	47	38.78	4.37	735.77	153.19	582.6	46.86	79.18	696.43	582.02	114.41	83.57	0.37
13	901	37	53	37.7	4.36	713.59	147.8	565.73	47	79.27	675.32	565.17	110.15	83.68	0.355
14	821	38	58	40.47	4.31	650.23	133.86	517.32	47.38	79.55	615.24	516.81	98.44	84	0.316
15	694	37	60	39.1	4.23	549.65	109.62	440.01	48.07	79.2	520.17	439.58	80.59	84.5	0.259
16	528	35	62	36.61	4.1	418.2	80.01	338.2	49.22	79.2	395.89	337.85	58.04	85.33	0.183
17	334	32	62	33.04	3.76	264.53	45.33	219.33	52.14	82.91	250.57	219.11	31.45	87.44	0.103

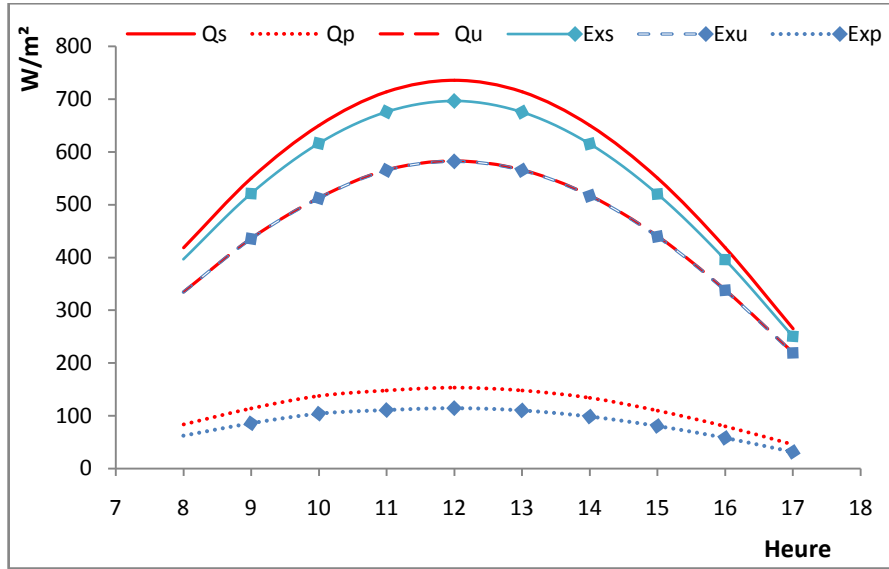


Fig. (3.21) : Comparaison entre les paramètres énergétiques et exergetique

3.12.3.5. Addimensionnallistion de l'analyse exergetique (thermodynamique) :

3.12.3.5.1. Les températures

On pose les expressions suivantes :

$\theta_p = \frac{T_p}{T_a} - 1$	Température adimensionnelle de la paroi absorbante.
$\theta_{fe} = \frac{T_{fe}}{T_a} - 1$	Température adimensionnelle du fluide caloporteur à l'entrée du capteur.
$\theta_{fs} = \frac{T_{fs}}{T_a} - 1$	Température adimensionnelle du fluide caloporteur à la sortie du capteur.
$\theta_s = \frac{T_s}{T_a} - 1$	Température adimensionnelle apparente du soleil.
$\theta_{max} = \frac{T_{max}}{T_a} - 1$	Température adimensionnelle maximal du capteur.

3.12.3.5.2. Équation du bilan thermique :

Substituant les températures adimensionnelles dans l'équation du bilan (3.39) on obtient :

$$\dot{m}C_p(\theta_{fs} - \theta_{fe}) = \frac{Q_s}{T_a} - UA\theta_p \quad (3.110)$$

Divisons par le terme $\frac{Q_s}{T_a}$

$$1 - \frac{UA}{Q_s/T_a}\theta_p = \frac{\dot{m}C_p}{Q_s/T_a}(\theta_{fs} - \theta_{fe}) \quad (3.111)$$

On pose:

- $M = \frac{\dot{m}C_p}{Q_s/T_a}$ Représente le nombre du débit massique du fluide caloporteur (sans dimension).

$$1 - \frac{UA}{Q_s/T_a}\theta_p = M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) \quad (3.112)$$

L'expression de la température adimensionnelle maximale de la paroi absorbante ($\theta_{max} = \theta_p$) obtenue à la température de stagnation ou $\theta_{fs} = \theta_{fe}$ c'est-à-dire :

$$\theta_p = \theta_{max} \quad \text{Donc} \quad 1 - \frac{UA}{Q_s/T_a}\theta_{max} = 0$$

D'où :

$$\theta_{max} = \frac{Q_s/T_a}{UA} \quad (3.113)$$

Finalement l'équation adimensionnelle du bilan énergétique du capteur est la suivante :

$$M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) = 1 - \frac{\theta_p}{\theta_{max}} \quad (3.114)$$

3.12.3.5.3. Équation du bilan exergetique :

Divisons l'équation (3.106) par Q_s

$$N_s = \frac{I}{Q_s} = \frac{T_a S_{crée}}{Q_s} = \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) - \frac{\dot{m}C_p}{Q_s} (T_{fe} - T_{fs}) + \frac{\dot{m}C_p T_a}{Q_s} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}}$$

- $N_s = \frac{T_a S_{crée}}{Q_s}$ Représente le nombre de création d'entropie (sans dimension)

$$N_s = \frac{T_a S_{crée}}{Q_s} = \left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) - \frac{\dot{m}C_p}{Q_s} (T_{fs} - T_{fe}) + \frac{\dot{m}C_p}{Q_s/T_a} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \quad (3.115)$$

Substituant dans cette relation les températures et débit adimensionnelles, on obtient :

$$N_s = \frac{\theta_s}{\theta_s+1} - M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) + M \ln \frac{\theta_{fs}+1}{\theta_{fe}+1} \quad (3.116)$$

Le nombre de création d'entropie (irréversibilités) N_s représente aussi l'exergie adimensionnelle détruite par le système N_{Exd} :

$$N_{Exd} = \frac{Ex_{dét}}{Q_s} = \frac{T_a S_{crée}}{Q_s} = N_s \quad (3.117)$$

Finalement on obtenu l'expression générale de l'équation adimensionnelle du bilan exergetique du capteur solaire plan indiqué sous la forme suivante :

$$N_s = N_{Exd} = N_{Exsol} - N_{Exutil} \quad (3.118)$$

- N_{Exsol} L'exergie adimensionnelle émit par le soleil vers le capteur.

$$N_{Exsol} = \frac{\theta_s}{\theta_s+1} \quad (3.119)$$

- N_{Exutil} L'exergie adimensionnelle utile consommé par le capteur.

$$N_{Exutil} = M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) - M \ln \frac{\theta_{fs}+1}{\theta_{fe}+1} \quad (3.120)$$

$$N_{Exutil} = M \left(\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs}+1}{\theta_{fe}+1} \right)$$

Ou on fonction de la température adimensionnelle du soleil et le nombre de création d'entropie (irréversibilité adimensionnel).

$$N_{Exutil} = \frac{\theta_s - N_s(\theta_s+1)}{\theta_s+1} \quad (3.121)$$

On remarque d'après cette relation que l'exergie utile donné par le capteur dépend seulement de θ_s et N_s c'est-à-dire des deux niveaux des températures T_a de l'ambient, T_s du soleil et des irréversibilités existant pour le système (Soleil + Capteur + Ambient).

Puisque le bilan d'exergie adimensionnel est obtenu il est facile maintenant d'exprimer le rendement exergetique (thermique qui prend en consideration le deuxieme principe de la thermodynamique).

$$\eta_{ex} = \frac{N_{Ex_{util}}}{N_{Ex_{sol}}} = 1 - \frac{N_{Ex_d}}{N_{Ex_{sol}}} \quad (3.122)$$

Remplaçons les équations (3.119) et (3.120) dans l'équation (3.122) le rendement exergetique sera :

$$\eta_{ex} = \frac{M[\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln(\theta_{fs} + 1)/(\theta_{fe} + 1)]}{\theta_s/(\theta_s + 1)} = 1 - \frac{N_s}{N_{Ex_{sol}}} \quad (3.123)$$

Le rendement exergetique d'un capteur solaire plan depend de quatre parametres $\{M, \theta_{fs}, \theta_{fe}, \theta_s\}$.

Généralement la température adimensionnelle du fluide caloporteur à l'entrée de l'absorbeur est considérée nulle ($\theta_{fe} = 0$) c'est-à-dire que la température du milieu ambiant est supposé égale à celle d'entrée du fluide ($T_{fe} = T_a$ donc $\theta_{fe} = 0$).

Dans ce cas l'expression adimensionnelle du rendement exergetique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{M[\theta_{fs} - \ln(\theta_{fs} + 1)]}{\theta_s/(\theta_s + 1)} \quad (3.124)$$

Remarque :

L'expression adimensionnelle du rendement énergétique interne η_{in} est la suivante. On sait que :

- $(T_{fs} - T_{fe}) = T_a(\theta_{fs} - \theta_{fe})$
- $Q_s = AG^*(\tau\alpha)$
- $M = \frac{\dot{m}C_p T_a}{AG^*(\tau\alpha)}$

Donc la forme adimensionnel du rendement énergétique interne s'écrit :

$$\eta_{in} = M(\theta_{fs} - \theta_{fe}) \quad (3.125)$$

Pour ($\theta_{fe} = 0$)

$$\eta_{in} = M\theta_{fs} \quad (3.126)$$

Application numérique :

Soit les données du capteur model réel tableau (3.7), rassemblons-nous le reste des données (mesures et calculs) dans un tableau

heure	G^*	$T_a = T_{fe}$		T_{fs}		θ_s	θ_{fs}	M	$N_{Ex_{sol}}$	$N_{Ex_{util}}$	N_{Ex_d}	η_{Ex}	
H	w/m^2	$^{\circ}C$	$^{\circ}K$	$^{\circ}C$	$^{\circ}K$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$\%$
8:00	528	25	298	32	305	18.396	0.023	75.325	0.948	0.020	0.928	0.022	2.16
9:00	694	27	300	32	305	18.267	0.017	57.692	0.948	0.008	0.940	0.008	0.84
10:00	821	30	303	35	308	18.076	0.017	49.255	0.948	0.007	0.941	0.007	0.70
11:00	901	33	306	41	314	17.889	0.026	45.326	0.947	0.015	0.932	0.016	1.61
12:00	929	36	309	47	320	17.706	0.036	44.391	0.947	0.027	0.919	0.029	2.90
13:00	901	37	310	53	326	17.645	0.052	45.919	0.946	0.059	0.887	0.062	6.25
14:00	821	38	311	58	331	17.585	0.064	50.556	0.946	0.100	0.846	0.106	10.60
15:00	694	37	310	60	333	17.645	0.074	59.615	0.946	0.156	0.790	0.165	16.53
16:00	528	35	308	62	335	17.766	0.088	77.852	0.947	0.283	0.664	0.299	29.86
17:00	334	32	305	62	335	17.951	0.098	121.873	0.947	0.554	0.394	0.584	58.44

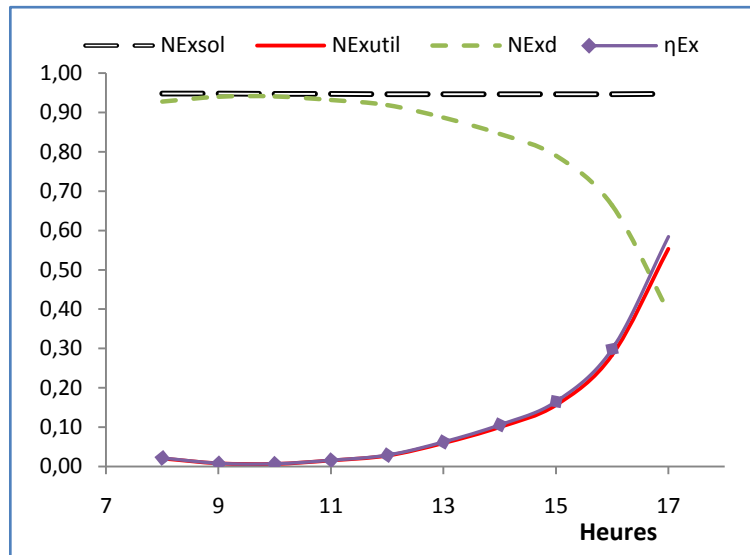


Fig. (3.22) : Courbes montre les différences entre les exergies en fonction du l'heure du jour.

La discussion du rendement exergetique nous conduit vers l'optimisation des paramètres principale de fonctionnement du capteur telle que le débit et la température du fluide caloporteur à la sortie de l'absorbeur.

3.12.3.6. Optimisation

L'optimisation du fonctionnement du capteur solaire plan (chauffe eau solaire) correspondant à un rendement exergetique maximale. C'est-à-dire minimisation du nombre de création d'entropie N_s ou rendre le système le plus proche possible de la réversibilité.

D'après l'expression (3.116) le nombre de création d'entropie (d'irréversibilité) N_s dépend de quatre paramètres ou variables M , θ_{fs} , θ_{fe} et θ_s :

$$N_s = f(M, \theta_{fs}, \theta_{fe}, \theta_s)$$

Généralement les deux derniers paramètres θ_{fe} et θ_s sont considérés fixés.

La température équivalent du soleil θ_s est un paramètre indépendant du système (capteur solaire), il dépend seulement de la température du milieu ambiant (Soleil-Terre : système sans capteur solaire). Par exemple $T_a = 20^\circ C = 293^\circ K$ la température adimensionnelle solaire sera $\theta_s = 18.72$. La variation de la température ambiante est moins importante devant celle apparente du soleil.

La température du fluide θ_{fe} à l'entrée de la plaque absorbante est supposé égale à zéro ($\theta_{fe} = 0$) c'est-à-dire $T_{fe} = T_a$. Il en résulte que le nombre de création d'entropie est fonction des nombres adimensionnelles débit M et température de sortie du fluide caloporteur θ_{fs} .

$$N_s = f(M, \theta_{fs})$$

Il faut rappeler ici que (M, θ_{fs}) sont deux variables liés entre eux par la relation du profil de température de l'absorbeur (2.89).

- Forme normal de l'équation du profil de température de l'absorbeur :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{Q_s}{AU}}{T_{fe} - T_a - \frac{Q_s}{AU}} = \exp\left(-\frac{AU\hat{F}}{\dot{m}C_p}\right)$$

- Forme adimensionnelle de l'équation :

On utilisant les expressions adimensionnelles du débit M , la température maximale θ_{max} , la température d'entrée fluide θ_{fe} et la température de sortie fluide θ_{fs} .

On obtient l'expression finale du profil de température de l'absorbeur sous forme adimensionnelle.

$$\frac{\theta_{fs}-\theta_{max}}{\theta_{fe}-\theta_{max}} = \exp\left(-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}}\right) \quad (3.127)$$

La valeur optimum de M résulte de la minimisation de la création d'entropie, alors de l'équation (3.118) on écrit :

$$\frac{dN_s}{dM} = -\frac{dN_{Ex_{util}}}{dM} = 0 \quad (3.128)$$

On sait que le nombre d'exergie utile

$$N_{Ex_{util}} = M \left(\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} \right)$$

Donc la valeur optimum de la température adimensionnelle de sortie du fluide caloporteur θ_{fs} se détermine par la maximisation de l'échange d'exergie utile $N_{Ex_{util}}$ avec le capteur c'est-à-dire avec le fluide caloporteur qui circule dans l'absorbeur

(Maximum d'exergie utile équivalent au minimum d'exergie détruite égale minimum d'irréversibilité du système)

$$\frac{dN_{Ex_{util}}}{dM} = \frac{d}{dM} \left[M \left(\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} \right) \right] = 0 \quad (3.129)$$

Après dérivation par rapport au débit M on obtient :

$$\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} + M \frac{d\theta_{fs}}{dM} \left(\frac{\theta_{fs}}{\theta_{fs} + 1} \right) = 0 \quad (3.130)$$

Il reste à déterminer $\frac{d\theta_{fs}}{dM}$ car $\theta_{fs} = f(M)$.

A partir de l'équation (3.127) celle du profil de température la dérivé de θ_{fs} par rapport à M s'écrit :

$$\frac{d\theta_{fs}}{dM} = -\frac{(\theta_{max}-\theta_{fe})\dot{F}}{M^2\theta_{max}} \exp\left(-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}}\right) \quad (3.131)$$

On injecte cette équation dans la relation (3.130).

$$\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} - \frac{\theta_{fs}(\theta_{max}-\theta_{fe})}{\theta_{fs} + 1} \frac{\dot{F}}{M\theta_{max}} \exp\left(-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}}\right) = 0 \quad (3.132)$$

On peut écrit de l'équation (3.127) du profil de température.

$$(\theta_{max} - \theta_{fe}) \exp\left(-\frac{\dot{F}}{M\theta_{max}}\right) = -(\theta_{fs} - \theta_{max}) \quad \text{et} \quad \frac{\dot{F}}{M\theta_{max}} = -\ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}}$$

On les remplace dans l'équation (3.132) :

$$\theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1} - \frac{\theta_{fs}(\theta_{fs} - \theta_{max})}{\theta_{fs} + 1} \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}} = 0 \quad (3.133)$$

Cette expression nous montre bien que la température θ_{fs} de sortie du fluide dépend seulement de la température maximale θ_{max} et la température d'entrée du fluide θ_{fe}

$$\theta_{fs} = f(\theta_{fe}, \theta_{max})$$

Si on revient à l'hypothèse de ($\theta_{fe} = 0, T_{fe} = T_a$) l'équation (3.133) devient :

$$\theta_{fs} - \ln(\theta_{fs} + 1) - \frac{\theta_{fs}(\theta_{fs} - \theta_{max})}{\theta_{fs} + 1} \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{-\theta_{max}} = 0 \quad (3.134)$$

C'est-à-dire : $f(\theta_{fs}, \theta_{max}) = 0$ Ou $\theta_{fs} = f(\theta_{max})$

La solution de cette équation nous permet de trouver la valeur optimum de la température du fluide à la sortie de l'absorbeur θ_{fs} . Pour la résoudre on procède à la méthode suivante :

a. Nous savons que l'intervalle de température de fonctionnement de notre capteur (chauffe eau solaire) varie entre 20 et 90°C

$$20^\circ C = 273^\circ K < T_{fs} < 363^\circ K = 90^\circ C$$

Si par exemple $T_a = 20^\circ C$

$$0 < \theta_{fs} < 0.239$$

b. Chaque valeurs de θ_{fs} remplacé dans l'expression (3.134) donne une équation d'ont le variable est θ_{max} .

Expression simplifié de l'équation :

$$A - B(\theta_{fs} - \theta_{max}) \ln \frac{\theta_{fs} - \theta_{max}}{\theta_{fe} - \theta_{max}} = 0$$

Avec :

$$A = \theta_{fs} - \theta_{fe} - \ln \frac{\theta_{fs} + 1}{\theta_{fe} + 1}$$

$$B = \frac{\theta_{fs}}{\theta_{fs} + 1}$$

c. La résolution de ces équations donne les valeurs θ_{max} .

d. Traçage de la courbe de $\theta_{fs} = f(\theta_{max})$ par l'ensemble des points $(\theta_{fs}, \theta_{max})$.

e. On cherche la courbe et la relation de tendance de ces points.

Effectuer maintenant ces étapes

3.12.3.6.1. Relation entre $(\theta_{fs}, \theta_{max})$ avec $T_{fe} = T_a \Rightarrow \theta_{fe} = 0$

On prend les relevés des essais d'un cas réel la journée du 4 juin 2007 de 8heure à 18heures à GARDAYA voir tableau (3.6) ou la température ambiante est variable,

Les équations $f(\theta_{max}) = 0$ simplifiés avec leurs solution par SWP4 [L1] sont :

.....Equations ($x = \theta_{max}$)
 $0.000272-0.023(0.023-x)\ln((0.023-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=3.2775 \times 10^{-2}]\}$
 $0.000137-0.016(0.017-x)\ln((0.017-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=2.3882 \times 10^{-2}]\}$
 $0.000135-0.016(0.017-x)\ln((0.017-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=2.3651 \times 10^{-2}]\}$
 $0.000336-0.025(0.026-x)\ln((0.026-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=3.7191 \times 10^{-2}]\}$
 $0.000619-0.034(0.036-x)\ln((0.036-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=5.0712 \times 10^{-2}]\}$
 $0.001288-0.049(0.052-x)\ln((0.052-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=7.3228 \times 10^{-2}]\}$
 $0.001983-0.060(0.064-x)\ln((0.064-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=9.1482 \times 10^{-2}]\}$
 $0.002623-0.069(0.074-x)\ln((0.074-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=0.10538]\}$
 $0.003623-0.081(0.088-x)\ln((0.088-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=0.12439]\}$
 $0.004542-0.090(0.098-x)\ln((0.098-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=0.1398]\}$
 $0.005213-0.096(0.106-x)\ln((0.106-x)/(-x))$, Solution is: $\{[x=0.15066]\}$

Sur le tableau suivant on trouve les relevées des essais dans les six premières colonnes et les calculs dans le reste

Tableau (3.10) : Calcul des paramètres optimum

Essai N°	heure H	T_a		T_{fs}		θ_{fs}	θ_{max}	T_{max}	M_{opt}
		$^\circ C$	$^\circ K$	$^\circ C$	$^\circ K$	$\langle \rangle$	$\langle \rangle$	$^\circ C$	$\langle \rangle$
1	8 :00	25	298	32	305	0.023	0.0328	34.77	21.772
2	9 :00	27	300	32	305	0.017	0.0239	34.16	31.485
3	10 :00	30	303	35	308	0.017	0.0237	37.17	31.807
4	11 :00	33	306	41	314	0.026	0.0372	44.38	19.935
5	12 :00	36	309	47	320	0.036	0.0507	51.67	14.660
6	13 :00	37	310	53	326	0.052	0.0732	59.70	10.073
7	14 :00	38	311	58	331	0.064	0.0915	66.45	8.104
8	15 :00	37	310	60	333	0.074	0.1054	69.67	7.014
9	16 :00	35	308	62	335	0.088	0.1244	73.31	5.931
10	17 :00	32	305	62	335	0.098	0.1398	74.64	5.294
11	18 :00	30	303	62	335	0.106	0.1507	75.65	4.948

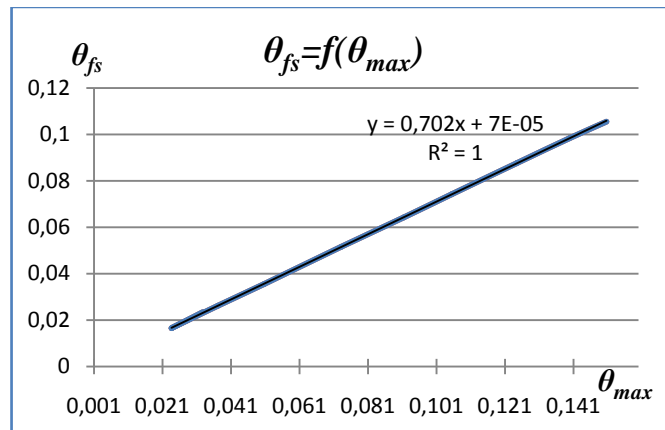


Fig. (3.23) : Température de sortie optimale pour un capteur fournissant un maximum d'exergie (A une température d'entrée égale à celle de l'ambient)

La courbe de tendance avec une précision $R^2 = 1$ très importante coïncide bien avec l'ensemble des points $(\theta_{fs}, \theta_{max})$, c'est-à-dire :

$$\theta_{fs} = 0.702\theta_{max} + 7.10^{-5} \quad (3.135)$$

On néglige le dernier membre 0.00007 devant le nombre 0.702 on obtient une équation d'un droit de pente positif 0.702 et passe par l'origine.

$$\theta_{fs} = 0.702\theta_{max} \quad (3.136)$$

De la forme

$$\theta_{fs} = R_1\theta_{max}$$

De cette relation on peut tirer les observations suivantes :

- ✓ Si $\theta_{max} = 0 \Rightarrow \theta_{fs} = 0$ c'est-à-dire : $T_{max} = T_{fe} = T_a$ Cette condition se réalise seulement si $Q_s = 0$, ou tout simplement le capteur n'existe pas
- ✓ La température de sortie θ_{fs} dépend de deux paramètres
 1. La température θ_{max}
 2. Le coefficient ou la pente de la droite $R_1 = 0.702$.
- ✓ On sait que $\theta_{fs} = \frac{T_{fs}}{T_a} - 1$ et $\theta_{max} = \frac{Q_s/T_a}{UA}$ on remplace dans l'équation (3.136)

$$\frac{T_{fs}}{T_a} - 1 = R_1 \left(\frac{Q_s}{UA T_a} \right)$$

Donc le coefficient R_1 s'écrit :

$$R_1 = \frac{UA(T_{fs} - T_a)}{Q_s} \quad (1.137)$$

$UA(T_{fs} - T_a)$ Représente les pertes totales du capteur rapporté à la température de sortie du fluide au lieu à la température moyenne de la plaque absorbante T_{pm} . Généralement $T_{fs} > T_{pm}$ c'est-à-dire ce rapport représente le pourcentage maximal perdu (normalement qui peut être perdu dans cette journée) ou tout simplement le pourcentage total des pertes du capteur

3.12.3.6.2. Relation entre (M_{opt}, θ_{max})

A partir de l'équation adimensionnelle (3.127) du profil de température de l'absorbant en extraire l'expression du débit optimal

$$M_{opt} = \frac{\dot{F}}{\theta_{max} \ln \frac{\theta_{fe} - \theta_{max}}{\theta_{fs} - \theta_{max}}} \quad (3.138)$$

Les valeurs des températures θ_{fe} et θ_{fs} sont déjà tabulées. Pour le facteur d'efficacité de la plaque absorbante $\dot{F} = 0.9$.

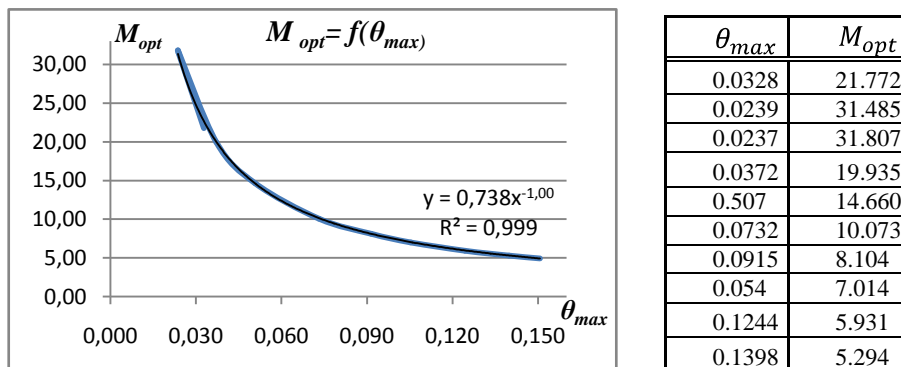


Fig. (3.24) : Débit adimensionnelle optimale pour un capteur fournissant un maximum d'exergie (A une température d'entrée égale à celle de l'ambiant)

La courbe de tendance (obtenue par Excel) [L2] du graphe de l'ensemble des points (M_{opt}, θ_{max}) donne avec une précision importante $R^2 = 0.999$ la relation suivante :

$$M_{opt} = \frac{0.738}{\theta_{max}} \quad (3.139)$$

De la forme :

$$M_{opt} = \frac{R_2}{\theta_{max}}$$

Observation concernant cette relation :

✓ On sait que $M = \frac{\dot{m}c_p}{Q_s/T_a}$ et $\theta_{max} = \frac{Q_s/T_a}{UA}$ on remplace dans l'équation (3.139).

$$\frac{\dot{m}c_p T_a}{Q_s} = R_2 \frac{UA T_a}{Q_s}$$

Donc le coefficient R_2 s'écrit :

$$R_2 = \frac{\dot{m}c_p}{UA} \quad (3.140)$$

Multiplions nous par le rapport $\frac{(T_{fs}-T_{fe})}{(T_{fs}-T_a)} = 1$ avec $T_{fe} = T_a$:

$$R_2 = \frac{\dot{m}c_p (T_{fs}-T_{fe})}{UA (T_{fs}-T_a)} = \frac{Q_u}{Q_p(T_{fs})} \quad (3.141)$$

Donc R_2 représente l'énergie utile (consommé par le capteur) par les pertes total rapporté à la température de sortie du fluide (Pertes total maximal)

3.12.3.6.3. Relation entre (M_{opt}, θ_{fsopt})

On élimine la variable θ_{max} entre les deux expressions (3.136) et (3.138)

$$\theta_{fsopt} = \frac{0.518}{M_{opt}} \quad (3.142)$$

$$\theta_{fsopt} = \frac{R_1 R_2}{M_{opt}} \quad (3.143)$$

Autres formes de cette équation :

$$M_{opt} \theta_{fsopt} = R_1 R_2$$

On sait que $\theta_{fe} = 0$ donc :

$$M_{opt} (\theta_{fsopt} - \theta_{fe}) = R_1 R_2 \quad (3.144)$$

La comparaison de cette expression avec l'équation du rendement énergétique adimensionnel nous permet de dire que les deux coefficients $R_1 R_2$ représentant la valeur optimale du rendement énergétique du capteur obtenu à partir du principe de l'exergie (1^{er} et 2^{ème} principe de la thermodynamique). Autrement dit c'est l'optimisation du rendement énergétique par l'introduction de la deuxième loi de la thermodynamique.

$$(\eta_{en})_{opt} = M_{opt} \theta_{fsopt} = R_1 R_2 \quad (3.145)$$

$$(\eta_{en})_{opt} = 0.518 = 51.8\% \quad (3.146)$$

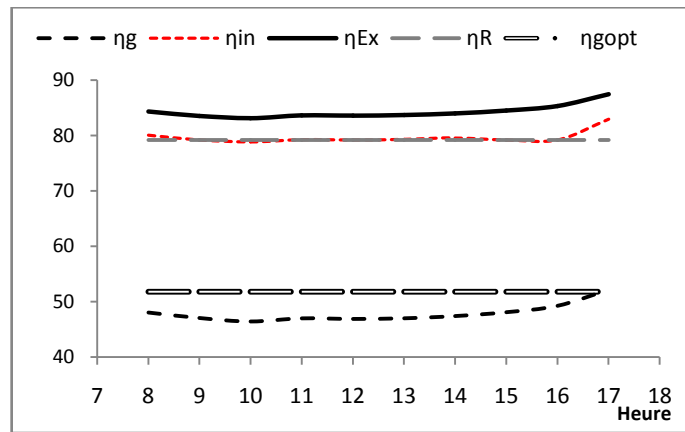


Fig. (3.25) : Comparaison des rendements énergétiques et exergetique

Alors quelque soit les conditions climatique (Vent, Température ambiante, Eclairage globale), lieu géographique (latitude et altitude) ou la position géométrique (orientation et inclinaison) le rendement énergétique de ce capteur ne peut dépasser la valeur de 51.8% pour cette journée.

Conclusi

Les convertisseurs photo-thermiques de l'énergie du rayonnement solaire peuvent être classés par leurs formes en deux filiales :

- Capteurs plans
- Capteurs concentrateurs

Ou classe par niveaux de température de fonctionnement en cinq catégories :

- De 20 a 50 °C {Cloche de jardinier, Mur de Trombe, Distillateur, Tour solaire,...}
- De 50 a 100 °C {Chauffe eau solaire, Moteur solaire, Etang solaire,...}
- De 100 a 150 °C {Capteur a tube vide, Capteur a tube vide avec concentration,...}
- De 150 a 250 °C {Cylindroparabolique mobile au tour d'un axe ou fixe,...}
- De 250 a 3000°C {Parabolique à deux axes à chaudière mobile ou à chaudière fixe...}

Le chauffe eau solaire est un convertisseur photo-thermique de l'énergie des rayons solaire (objet de notre étude). On le classe par sa forme dans la famille des capteurs solaires plans et par niveau de température de fonctionnement dans les deux premières catégories, intervalle de température varier 20 à 100°C.

Le capteur solaire concentrateur est utilisé généralement pour accroître le rendement en augmentant la valeur de la puissance incidente, cette dernière devient le produit de l'éclairement solaire global par le coefficient multiplicatif, pour un absorbeur sans couverture on écrit $Q_s = C(\alpha G^*)$. L'étude des capteurs concentrateur ne diffère pas beaucoup à celle des capteurs solaire plan.

Pour voir la variation du rendement du capteur on a effectué des calculs répétitif avec des itérations des paramètres qui forment le bilan thermique du capteur, telle que l'éclairement solaire global au sol, température de la couverture, température de sortie du fluide, coefficient de transfert de chaleur fluide paroi absorbante, coefficient de transfert de chaleur entre vitre et absorbeur, vitesse du fluide pour le cas de la circulation par thermosiphon,... etc. Ce qui nous oblige de passer par la programmation.

Le logiciel qu'on a conçu pour cette étude facilite beaucoup les calculs. Il nous permet de voir la variation du rendement en fonction des autres paramètres du capteur, et de faire des simulations qui remplace partiellement les essais réels concernant l'énergie reçu ou les paramètres caractéristiques du capteur.

L'étude du rendement du capteur solaire plan nous conduit aux constatations des points suivants :

- ✓ Indépendamment des caractéristiques physiques du capteur l'énergie solaire reçue par la surface de captation (absorbeur) dépend de :
 - Conditions climatiques.
 - Position géographique (Lieu d'emplacement).
 - L'inclinaison du capteur (Généralement très proche de la latitude) car elle varie suivant la déclinaison, la latitude et la longitude.
- ✓ L'intervalle du débit qui convient à la température de fonctionnement du capteur (modèle théorique) varie entre 0.05 et 0.1 Kg/sec.
- ✓ Une amélioration remarquable du rendement à cause de l'effet de serre généré par la vitre, par exemple à 70°C le rendement radiatif augmente d'environ 20%. L'élévation du nombre des vitres (effet de serre multiple) augmente aussi ce gain. Mais si on prend en considération l'aspect économique du capteur on se limite à 2 vitres car le gain apporté au rendement par la 3^{ème} vitre par rapport à la 2^{ème} est de l'ordre de 0.033 ≈ 3.3%.
- ✓ L'intervalle ($25 \leq d \leq 30\text{mm}$) de variation de la distance entre absorbeur et couverture représente un bon choix technique et économique pour les paramètres du capteur.
- ✓ L'accroissement relatif du rendement apporté par la sélectivité par rapport à un absorbeur corps noir est de l'ordre de 2.86%. Ce gain avec l'aspect économique du capteur nous permet de dire que la sélectivité à cet intervalle de température (20 à 100°C) semble moins important surtout pour un climat chaud.
- ✓ Le vide entre l'absorbeur et la vitre réduit le coefficient global des pertes thermiques et permet une récupération de 70% de l'énergie perdue vers l'environnement.
- ✓ L'énergie (notion qui englobe le 1^{er} et le 2^{ème} principe de la thermodynamique) est un outil particulièrement commode et très efficace. Elle nous permet au travers l'optimisation des irréversibilités du système (ou énergie détruite par le capteur) de calculer les valeurs optimums du débit du fluide et la température de sortie du fluide et de trouver une relation qui les relie. Par exemple pour le modèle réel du capteur on trouve un rendement énergétique optimum qui prend en considération les irréversibilités égale à 51.8% pour la journée du 4 juin 2007 sous les conditions climatiques du lieu des essais GHARDAÏA.

Références bibliographiques

Livres et articles :

- [1] Yves JANNOT « *Thermique solaire* » Octobre 2003
<http://www.librecours.org/cgi-bin/course?callback=info&elt=1392> Page web visité le 20-03-2006
- [2] Paulin Gallet et all « *Physique des convertisseurs héliothermiques* » EDISUD 1980.
- [3] M.FEIDT « *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés* » Tec et Doc Lavoisier 1987.
- [4] *Alejandro et all* « *Maximization of Energy output From volumetric Absorption solar Collectors* ». Journal of solar energy Engineering February 2003, Vol.125, p.83-86.
- [5] *André LALLEMAND* « *Thermodynamique appliquée Bilans entropique et exergétique* ».Technique de l'ingénieur BE8008 p.8.
- [6] *Benelmir Riad et al* « *Analyse exergétique* » Technique de l'ingénieur BE 8015 p.10.
- [7] *S.A. Kalogirou* 2006. « *Prediction of flat-plate collector performancr parameters using artificial neural networks* » Solar Energy 80(2006) 248-259
- [8] *C. DOREMUS* « *L'énergie* » Edition : Yves THOMAS Bordas Paris 1981
- [9] *A. MOUMMI et all* « *Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empirique dans le site de BESKRA* » 8^{ème} séminaire International sur la Physique Energétique : SIPE8 Centre Universitaire de Bachar- Algérie.11et 12Nov 2006
- [10] *A.BALLEYDUER.* « *La tour et le kangourou* » La recherche hors série N°15-LE SOLEIL Avril2004
- [11] *J-F.SACADURE* « *Initiation aux transferts thermiques* » Editions TEC&DOC 6^{ème} tirage 2000

Encyclopédie :

- [E1] Encarta 2008.Microsoft Corporation.

Sites web :

- [W1] www.outilssolaires.com visité le : 01-Aout-2006
- [W2] www.thermodynamique.com visité le : 02-Septembre-2006

Logiciel :

- [L1] Scientific WorkPlace SWP version 4.0