

CONSIDERATIONS THEORIQUES CONCERNANT LE CALCUL DES CAPTEURS PLANS

par A. ALEXANDRE

Ingénieur E.N.S.M.A.

Assistant à l'Etablissement d'Enseignement Supérieur Polytechnique
Université de Madagascar.

RESUME

A partir de données expérimentales les interactions entre transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement ont été étudiées dans des capteurs solaires plans, sous insolation constante.

Les cas des capteurs à un, deux et trois vitrages ont été envisagés, ce qui permet d'en faire la comparaison en température d'équilibre et en rendement lorsqu'ils sont refroidis.

*

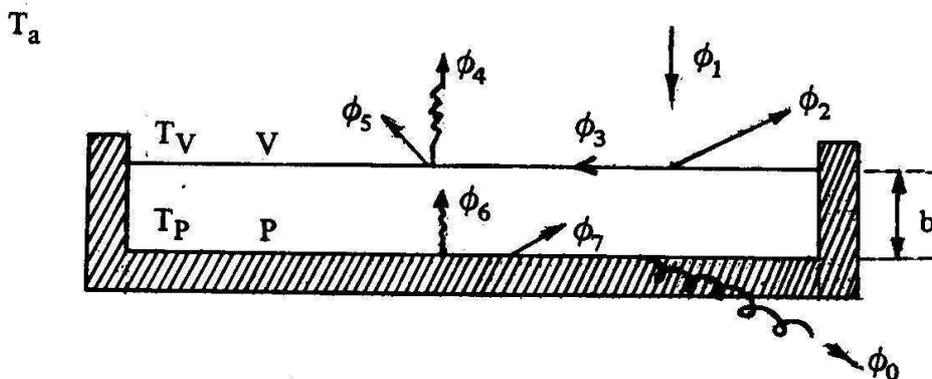
*

*

CONSIDERATION THEORIQUES CONCERNANT LES CAPTEURS SOLAIRES PLANS

Lorsque l'on s'intéresse de près à l'énergie solaire et à ses applications on s'aperçoit que très souvent des technologies simples mettent en œuvre des capteurs solaires plans. Dans cet exposé, nous allons nous intéresser à l'analyse thermique de ces capteurs.

I. – CAPTEUR A UN VITRAGE



Si nous faisons l'analyse des pertes thermiques de la plaque P couverte d'une feuille de verre V on peut raisonner par exemple à la température d'équilibre du système soumis à une insolation constante. Nous supposons – dans un premier temps – que le fond et les parois du capteur sont isolés thermiquement.

- Notations :**
- ϕ_0 débit calorifique extrait
 - ϕ_1 flux thermique solaire (normal) incident
 - ϕ_2 flux thermique réfléchi par la plaque de verre
 - ϕ_3 flux thermique absorbé par la plaque de verre
 - ϕ_4 flux thermique rayonné à partir de la plaque de verre vers l'espace
 - ϕ_5 flux thermique perdu par convection vers l'air ambiant
 - ϕ_6 flux thermique rayonné par la plaque vers la vitre
 - ϕ_7 flux thermique perdu par convection vers la vitre
 - T_V température de la feuille de verre
 - T_P température de la plaque
 - T_a température de l'air environnant
 - ϵ_V émissivité du verre
 - ϵ_P émissivité de la plaque
 - T_E température de l'espace.

I a. Comportement de la plaque de verre

La plaque de verre n'est pas entièrement transparente au spectre solaire et comme tout corps elle a un certain pouvoir de réflexion. Si l'on se réfère aux données d'Hottel et Woertz (1) revues par Schmidt (2) et par H. Tabor (3) ce coefficient est difficile à déterminer exactement. Dans le spectre visible la réflexivité normale est de 4 % et se rapproche de 6 % dans le spectre calorifique. Le verre ne suivant pas la loi en cosinus de Lambert, la réflexivité augmente avec l'incidence compte tenu de la période d'ensoleillement efficace sur notre capteur (Rayons solaires peu inclinés sur la normale).

Nous pouvons valablement prendre un facteur de réflexivité de 8 % sur l'intégralité du spectre pour des incidences comprises entre 0 et 60°.

Pour l'émissivité du verre (ϵ_V) qui se fait sur une demi-hémisphère il est bon alors de considérer la valeur moyenne de l'émissivité sur la demi-sphère. H. Tabor préconise la valeur $\epsilon_V = 0,88$, et ϵ_V est particulièrement important dans les calculs lorsque plusieurs vitrages interviennent.

Pour l'énergie calorifique solaire absorbée par le verre, donc non transmise, on peut prendre la valeur suivante :

$$\frac{\int_{0,35\mu}^{2,7\mu} Eb\lambda d\lambda}{\int Eb\lambda d\lambda} = 91 \%$$

$Eb\lambda$ représentant le pouvoir émissif monochromatique du soleil donné par :

$$Eb\lambda = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

T température de la couronne solaire
 $C_1 = 3,22 \times 10^8 \text{ Kcal}\mu^4/\text{m}^2\text{h}$
 $C_2 = 1,4387 \times 10^4 \mu^\circ\text{K}$

0,35 μ – 2,7 μ étant le créneau de «transparence» du verre. Donc 9 % de l'énergie solaire pénétrant dans le verre sera absorbée.

$$\text{Sur un flux initial } \phi_1 \left| \begin{array}{l} \phi_1 - \phi_2 = 0,92 \phi_1 \text{ est transmis au verre} \\ \phi_3 = 0,09 \times 0,92 \phi_1 \text{ est absorbé par le verre} \\ \phi_1 - \phi_2 - \phi_3 = 0,92 \times 0,91 \phi_1 \text{ est transmis à} \\ \text{la plaque P.} \end{array} \right.$$

Lorsqu'elle aura atteint sa température d'équilibre T_V la feuille de verre échangera de l'énergie avec la plaque d'une part et avec l'extérieur d'autre part.

Les pertes vers l'extérieur vont être fonction de 2 termes – un terme de rayonnement et un terme de convection.

Pour la convection : $\phi_5 = h_c (T_V - T_a)$

Le terme h_c étant difficilement cernable. Il dépend de l'inclinaison du panneau solaire et de la turbulence de l'air à son contact.

Nous avons pris pour les calculs $h_c = 7,3 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$ qui correspond à un écoulement de l'air sur le panneau sans coups de vent pour une inclinaison moyenne de 30° (se reporter aux lois de la convection naturelle).

Pour le rayonnement : $\phi_4 = \epsilon_V \sigma (T_V^4 - T_E^4)$

Ceci représente l'échange par rayonnement entre la feuille de verre et l'espace. L'échange réel par rayonnement avec l'espace est en effet variable dans le temps. Si le ciel est parfaitement limpide, l'échange par rayonnement entre verre et ciel augmente car l'échange se fait avec les très hautes couches de l'atmosphère qui sont très froides. Plus le ciel est couvert et plus l'échange par rayonnement externe se fait avec les basses couches nuageuses dont la température est nettement plus élevée. Prendre $\phi_4 = \epsilon_V \sigma (T_V^4 - T_E^4)$ est donc en toute logique prendre le maximum de l'énergie rayonnante échangée par le verre avec l'espace. Nous ne chercherons pas à compliquer le calcul outre mesure sinon nous serions obligés d'adopter un coefficient variable associé à ϕ_4 et traduisant l'état nuageux du ciel. Il faudrait dans le même souci d'exactitude adopter un coefficient variable pour l'échange par convection. Ceci ne nous apporterait rien au niveau de la prévision des résultats du capteur car la variation d'ensoleillement direct sera prépondérante.

La température T_E pourra être prise égale à -40°C . C'est en effet la température de rayonnement du ciel clair en l'absence de rayonnement diffracté par l'atmosphère.

I-b. Comportement de l'intérieur du capteur

Nous supposons le fond et les parois latérales bien calorifugées. L'énergie rayonnante $\phi_1 - \phi_2 - \phi_3$ arrivant sur la plaque sera pratiquement intégralement absorbée (à l'énergie réfléchiée près qui pourra retraverser le verre. La surface noire composant la plaque de fond du capteur ayant une réflexivité inférieure à 5 %, ce n'est tout compte fait que 2 à 3 % de l'énergie qui répartira.

Nous n'en tiendrons pas compte dans les calculs et supposons que l'énergie $\phi_1 - \phi_2 - \phi_3$ est absorbée par la plaque. Si celle-ci n'est pas refroidie la température prendra une valeur d'équilibre T_p que nous allons calculer.

A l'équilibre l'énergie absorbée sera égale à l'énergie perdue. L'énergie perdue le sera sous 2 formes :

- rayonnements entre plaque et verre
- convection entre plaque et verre à l'aide de l'air enfermé dans le caisson.

Pour le rayonnement un fait capital est à retenir. Le rayonnement thermique émis par un corps porté à une température de l'ordre de 100°C est centré sur des longueurs d'ondes voisines de 10μ c'est-à-dire bien au-delà du domaine

de transparence du verre. L'énergie rayonnée échangée par la plaque ne se fera qu'avec la feuille de verre la surmontant.

C'est l'explication du phénomène de serre capital pour le fonctionnement de ce genre de capteur. La perte directe d'énergie par rayonnement de la plaque est ainsi stoppée. L'échange se fera donc entre 2 plans parallèles très proches pouvant être considérés comme infinis. L'étude théorique du rayonnement nous donne la valeur de cet échange

$$\phi_6 = \frac{\sigma(T_P^4 - T_V^4)}{\frac{1}{\epsilon_V} + \frac{1}{\epsilon_P} - 1}$$

Si l'on prend une plaque peinte en noir mat – peinture ordinaire, on a la valeur du coefficient d'absorption du rayonnement solaire qui ne diffère sensiblement pas de la valeur de l'émissivité ϵ_P à une température de l'ordre de 100°C et $\epsilon_P \geq 95\%$. C'est le cas que nous avons envisagé dans nos calculs, ce qui permet une simplification de la formule : $\epsilon_P \sim 1 \Rightarrow \phi_6 = \epsilon_V \sigma(T_P^4 - T_V^4)$.

Par traitement de surface de la plaque on peut s'écarter notablement du concept théorique du corps noir matérialisé ci-dessus. En effet des revêtements sélectifs permettent d'avoir un coefficient d'absorption de l'ordre de 95 % pour le rayonnement solaire et de n'avoir à température ordinaire qu'une émissivité de l'ordre de 10 %.

Il est bien évident que si l'on dispose des moyens de traitement appropriés, ce traitement métallurgique doit être fait pour diminuer les pertes par rayonnement de la plaque.

En ce qui concerne les échanges par convection dûs à la présence d'air la perte sera mesurée par $\phi_7 = h_c (T_P - T_V)$.

En se référant aux travaux de De Graaf et Vonder Held (4) et Mull et Reiher (5), on peut se ramener à la conduction λ_a de l'air rapporté à l'épaisseur de la lame d'air emprisonnée b (Valeur de l'échange réel/conduction pure en fonction du nombre adimensionnel de Grashof). Fig. 1.

L'air est un parfait isolant lorsqu'il est immobile (conduction pure). Pour un espace de l'ordre de 10 à 100 mm et pour $T_P - T_V \sim 100^\circ\text{C}$ l'échange par convection n'est que de l'ordre 20 fois supérieur à la conduction pure. Ce résultat est très satisfaisant et dans la pratique on s'arrangera pour que l'espace entre plaque et verre respecte cette condition.

$$\phi_7 = \frac{k \lambda_a}{b} (T_P - T_V) \quad 1 < k < 20$$

Nous pouvons maintenant écrire le système d'équation régissant l'équilibre général du panneau

$$\begin{cases} \phi_1 - \phi_2 - \phi_3 = \phi_6 + \phi_7 & \text{équilibre de la plaque} \\ \phi_6 + \phi_7 + \phi_3 = \phi_4 + \phi_5 & \text{équilibre de la feuille de verre} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \text{IA} \quad & (0,92 \times 0,91 \phi_1 = \frac{k\lambda a}{b} (T_P - T_V) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_V^4) \\ \text{IB} \quad & \left(\frac{k\lambda a}{b} (T_P - T_V) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_V^4) + 0,09 \times 0,92 \phi_1 = \right. \\ & \left. \epsilon_V \sigma (T_V^4 - T_E^4) + h_c (T_V - T_a) \right) \end{aligned}$$

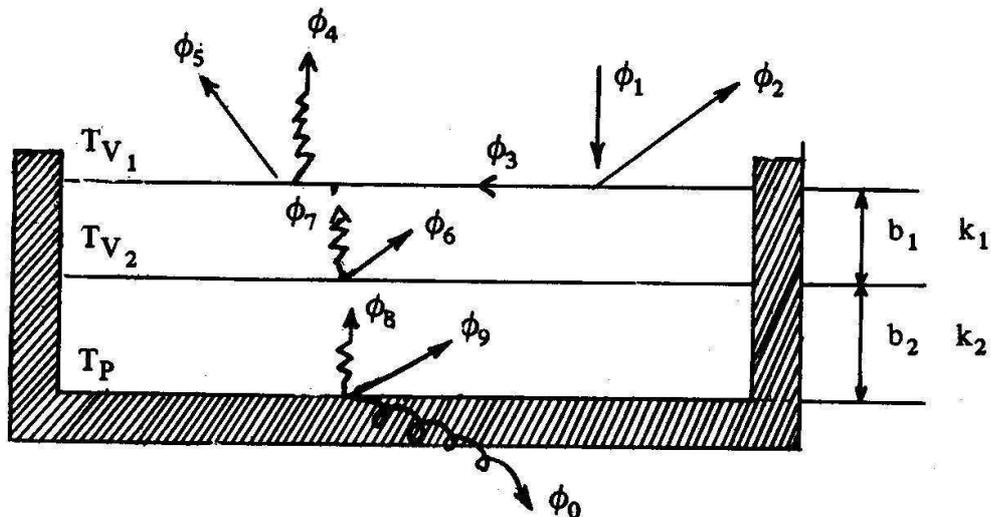
Ce système de 2 équations à 2 inconnues T_P et T_V du 4e degré se résoud par itération très facilement.

Ce capteur, à très faible inertie thermique, permet même, si l'on veut, de déterminer l'évolution de la température de l'équilibre en fonction du temps en introduisant au niveau de ϕ_1 (énergie rayonnante solaire) la variation de cette grandeur dans le temps.

Dans le cas où l'on a un refroidissement de la plaque (chauffage d'eau circulant à son contact par exemple) de débit calorifique donné ϕ_0 (par m^2 de panneau) l'équation d'équilibre de la plaque est légèrement modifiée et devient

$$\begin{aligned} & \phi_1 - \phi_2 - \phi_3 = \phi_6 + \phi_7 + \phi_0 \\ \text{IC} \quad & \text{soit } 0,92 \times 0,91 \phi_1 = \frac{k\lambda a}{b} (T_P - T_V) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_V^4) + \phi_0 \end{aligned}$$

II. - CAPTEUR A DEUX VITRAGES



Les calculs relatifs à un capteur muni de 2 vitres se conduisent de la même manière que pour un capteur à un vitrage.

L'équilibre de la vitre externe V_1 est toujours le même

$$\phi_3 + \phi_6 + \phi_7 = \phi_4 + \phi_5$$

$$\text{Soit II-A} \left\{ \begin{aligned} k_1 \frac{\lambda_{a1}}{b_1} (T_{V2} - T_{V1}) + \frac{\epsilon_V \sigma}{2 - \epsilon_V} (T_{V2}^4 - T_{V1}^4) + 0,09 \times 0,92 \phi_1 \\ = \epsilon_V \sigma (T_{V1}^4 - T_E^4) + h_c (T_{V1} - T_a) \end{aligned} \right.$$

Au niveau de la deuxième vitre, il n'y a aucune absorption du rayonnement solaire puisque le filtrage opéré pour le rayonnement solaire $0,35 < \lambda < 2,7$ est déjà réalisé par la 1ère vitre. En réalité l'absorption est proportionnelle à l'épaisseur de verre traversée. Mais cette absorption diminue notablement après une traversée de verre de l'ordre de 5 mm. On pourra se référer aux graphiques V - VI et VII compilant des résultats d'origines diverses. Par contre comme pour la 1ère vitre, 8 % du rayonnement solaire sera réfléchi et par réflexions successives - ou repartira vers l'espace - ou pénétrera vers la plaque. Dire quel est le pourcentage pour chacune des directions est assez aléatoire. En prenant pour hypothèse que l'intégralité de cette énergie est perdue pour la plaque nous adoptons encore l'hypothèse la plus désavantageuse mais la plus réaliste compte tenu des pertes latérales non comptabilisées dans notre schéma.

Nous aurons donc :

$$\phi_8 + \phi_9 = \phi_7 + \phi_6$$

Soit II-B

$$k_1 \frac{\lambda_{a1}}{b_1} (T_{V2} - T_{V1}) + \frac{\epsilon_V \sigma}{2 - \epsilon_V} (T_{V2}^4 - T_{V1}^4) =$$

$$k_2 \frac{\lambda_{a2}}{b_2} (T_P - T_{V2}) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_{V2}^4)$$

Remarque : le terme $\frac{\epsilon_V}{2 - \epsilon_V} \sigma (T_{V2}^4 - T_{V1}^4)$ provenant du rayonnement entre 2 plans parallèles d'émissivité ϵ_V chacun :

$$\frac{\sigma (T_{V2}^4 - T_{V1}^4)}{\frac{1}{\epsilon_V} + \frac{1}{\epsilon_V}} = 1$$

Pour la plaque réceptrice comme précédemment nous aurons l'énergie incidente égale à l'énergie perdue.

Dans le cas où aucune réfrigération de la plaque n'est opérée :

$$0,92 \times (\phi_1 - \phi_2 - \phi_3) = \phi_8 + \phi_9$$

$$\text{II-C } 0,92 \times 0,92 \times 0,91 \phi_1 = k_2 \frac{\lambda_{a_2}}{b_2} (T_P - T_{V_2}) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_{V_2}^4)$$

b_1 et b_2 conduisant d'après les travaux de De Graaf à des valeurs de k_1 et k_2 .

Nous avons un système de 3 équations II A – II B – II C du 4e degré avec 3 inconnues T_{V_1} , T_{V_2} et T_P .

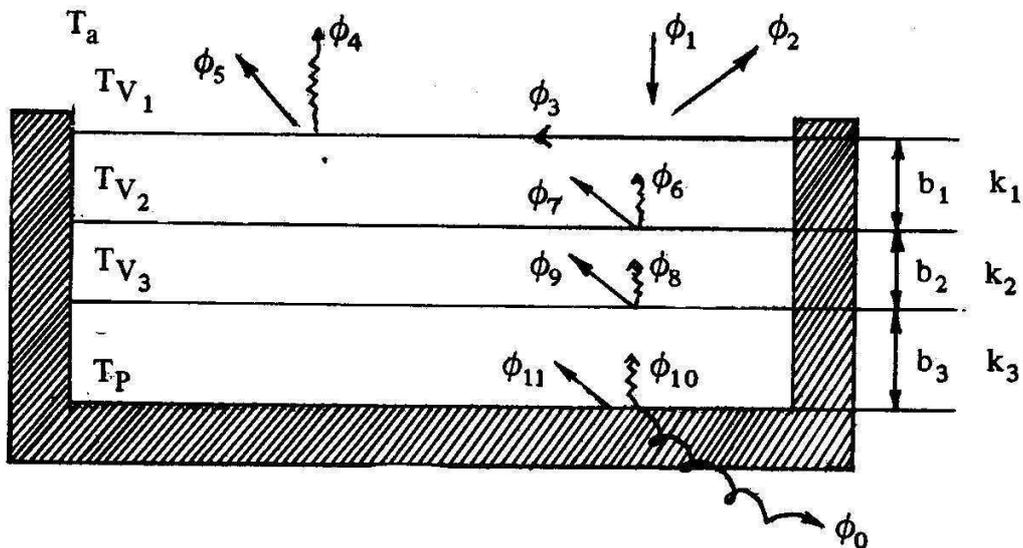
Si l'on a un débit calorique ϕ_0 , alors l'équation II C est modifiée et devient :

$$0,92 \times (\phi_1 - \phi_2 - \phi_3) = \phi_8 + \phi_9 + \phi_0$$

Soit II-D

$$0,92 \times 0,92 \times 0,91 \phi_1 = k_2 \frac{\lambda_{a_2}}{b_2} (T_P - T_{V_2}) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_{V_2}^4) + \phi_0$$

III. – CAPTEUR A 3 VITRAGES



Nous retrouvons toujours le même schéma directeur avec ici 4 inconnues à déterminer T_{V_1} , T_{V_2} , T_{V_3} , T_P .

La seule modification par rapport au cas précédent consiste en une réflexion parasite supplémentaire au niveau de la 3e vitre diminuant encore le flux incident sur la plaque. Cette diminution d'énergie incidente étant compensée par des pertes par rayonnement et convection moindres.

Le système d'équation sera donc le suivant

$$\begin{aligned}
 (\phi_3 + \phi_6 + \phi_7 &= \phi_4 + \phi_5 && \text{Equilibre de } V_1 \\
 (\phi_6 + \phi_7 &= \phi_8 + \phi_9 && - \gg - \quad V_2 \\
 (\phi_{10} + 1\phi_{11} &= \phi_8 + \phi_9 && - \gg - \quad V_3 \\
 (0,92 \times 0,92 (\phi_1 - \phi_2 - \phi_3) &= \phi_{10} + \phi_{11} + (\phi_0) && \text{Equilibre de P} \\
 &&& \downarrow \\
 &&& \text{Terme n'intervenant que si l'on impose} \\
 &&& \text{un débit calorique de refroidissement.}
 \end{aligned}$$

Soit encore en explicitant

$$\begin{aligned}
 \text{III-A} \left\{ \begin{aligned}
 &k_1 \frac{\lambda_{a_1}}{b_1} (T_{V2} - T_{V1}) + \frac{\epsilon_V}{2 - \epsilon_V} \sigma (T_{V2}^4 - T_{V1}^4) + 0,09 \times 0,92 \phi_1 = \\
 &\epsilon_V \sigma (T_{V1}^4 - T_E^4) + h_c (T_{V1} - T_a)
 \end{aligned} \right. \\
 \text{III-B} \left\{ \begin{aligned}
 &k_1 \frac{\lambda_{a_1}}{b_1} (T_{V2} - T_{V1}) + \frac{\epsilon_V}{2 - \epsilon_V} \sigma (T_{V2}^4 - T_{V1}^4) = \\
 &k_2 \frac{\lambda_{a_2}}{b_2} (T_{V3} - T_{V2}) + \frac{\epsilon_V}{2 - \epsilon_V} \sigma (T_{V3}^4 - T_{V2}^4)
 \end{aligned} \right. \\
 \text{III-C} \left\{ \begin{aligned}
 &k_2 \frac{\lambda_{a_2}}{b_2} (T_{V3} - T_{V2}) + \frac{\epsilon_V}{2 - \epsilon_V} \sigma (T_{V3}^4 - T_{V2}^4) = \\
 &k_3 \frac{\lambda_{a_3}}{b_3} (T_P - T_{V3}) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_{V3}^4)
 \end{aligned} \right. \\
 \text{III-D} \left\{ \begin{aligned}
 &0,92 \times 0,92 \times 0,92 \times 0,91 \phi_1 = \\
 &k_3 \frac{\lambda_{a_3}}{b_3} (T_P - T_{V3}) + \epsilon_V \sigma (T_P^4 - T_{V3}^4) + (\phi_0)
 \end{aligned} \right.
 \end{aligned}$$

III-D - III-E correspondant au cas où il n'y a pas de débit de fluide de refroidissement ou lorsqu'il y en a (ϕ_0).

Ce système de 4 équations à 4 inconnues se résoud très facilement comme les précédents.

IV. RESULTATS NUMERIQUES CONCERNANT LES CAPTEURS PLANS A UNE, DEUX ET TROIS VITRES SANS REFROIDISSEMENT.

Nous avons fait une première série de calculs pour obtenir les températures d'équilibre des différents capteurs sous deux conditions externes.

$$\begin{aligned} (\phi_1 = 500 \text{ Kcal/hm}^2 & \text{ ensoleillement médiocre} \\ (T_a = 17^\circ\text{C} & \text{ pendant l'hiver} \\ (\phi_1 = 950 \text{ Kcal/hm}^2 & \text{ ensoleillement très proche de l'ensoleillement} \\ (T_a = 23^\circ\text{C} & \text{ maximum en plein été.} \end{aligned}$$

Nous commencerons à comparer les différents capteurs sans introduire de débit calorique (sans refroidissement)

IV a. Panneau à un vitrage sans refroidissement

L'espace entre la plaque et la vitre peut être pris en 1ère approximation égal à 6 cm. Cette valeur de 6 cm a été choisie sur deux critères. Le premier étant l'étude du graphique II dérivé du graphique I et montrant l'évolution de la conductance thermique plaque-vitre en fonction de l'écart b . Le deuxième provenant de résultats expérimentaux sur les rendements des capteurs plans (III) réalisés à l'établissement d'Enseignement Supérieur Polytechnique. La non-concordance exacte provenant du fait que les conditions expérimentales ne sont pas les mêmes. En prenant $b = 6$ cm, un avant calcul nous permet d'envisager un écart de température de l'ordre de 70°C entre verre et plaque centré sur 90°C . Ceci nous permet de calculer le nombre de Grashof relatif à la grandeur b .

$$G_{rb} = \frac{g\beta\varrho^2}{\mu^2} (T_P - T_V) b^3 \simeq 800\,000$$

Les travaux de De Graaf nous donnent une conductance globale par convection correspondant à 6 fois la conductance calculée pour la conduction pure ($k = 6$). Les équations I A - I B s'écrivent dans :

l'hypothèse été

$$\begin{aligned} (795,15 &= 2,6 (T_P - T_V) + 4,29 \cdot 10^{-8} (T_P^4 - T_V^4) \\ (3183 &= 4,29 \cdot 10^{-8} T_V^4 + 7,3 T_V \end{aligned}$$

Ce système conduit à

$T_V = 349^\circ\text{K} = 76^\circ\text{C}$
$T_P = 414^\circ\text{K} = 141^\circ\text{C}$

Dans l'hypothèse «hiver» l'écart de température sera de l'ordre de 45°C conduisant pour la même valeur de b à $G_{rb} = 475\,000$ et à un échange par convection identique à une condition pure $Xk = 4,5$. Le système s'écrira alors

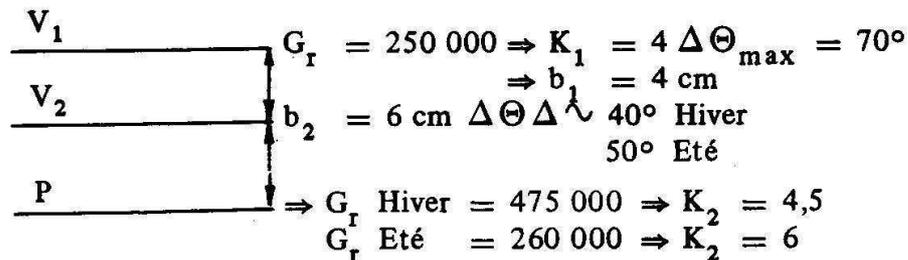
$$\begin{cases} 418,6 = 1,75 (T_P - T_V) + 4,29 \cdot 10^{-8} [T_P^4 - T_V^4] \\ 2727 = 4,29 \cdot 10^{-8} T_V^4 + 7,3 T_V \end{cases}$$

Soit

$$\begin{aligned} T_V &= 315^\circ\text{K} = 42^\circ\text{C} \\ T_P &= 364^\circ\text{K} = 91^\circ\text{C} \end{aligned}$$

IV-b Panneau à 2 vitrages sans refroidissement

Un avant calcul nous permet de déterminer là encore le nombre de Grashof relatif à l'air enfermé entre la plaque et V_2 pour un espace de 6 cm et pour l'air se trouvant entre V_1 et V_2 . Dans ce dernier cas on a intérêt à prendre un espace correspondant à l'optimum de l'isolation c'est-à-dire pour le minimum de la conductance. La courbe I conduit au résultat suivant



Un espace de 4 cm entre les vitrages sera un espace optimal assurant l'isolement maximum.

L'élimination des inconnues entre les équations II A – II B et II C conduit à :

Remarque : on tient compte de la variation de λ_a avec la température (fig. IV)

Hypothèse Eté

$$4,29 \cdot 10^{-8} T_{V1}^4 + 7,3 T_{V1} = 3121 \Rightarrow T_{V1} = 345^\circ\text{K} = 72^\circ\text{C}$$

Reinjecté dans les autres équations nous avons

$$3,83 \cdot 10^{-8} T_{V2}^4 + 2,6 T_{V2} = 2170 \Rightarrow T_{V2} = 412^\circ\text{K} = 139^\circ\text{C}$$

et finalement

$$10^{-8} \times 4,29 T_P^4 + 2,9 T_P = 3164 \Rightarrow T_P = 455^\circ\text{K} = 182^\circ\text{C}$$

Hypothèse Hiver

$$4,29 \cdot 10^{-8} T_{V1}^4 + 7,3 T_{V1} = 2693 \Rightarrow T_{V1} = 313^\circ\text{K} = 30^\circ\text{C}$$

$$2,45 T_{V2} + 3,83 \cdot 10^{-8} T_{V2}^4 = 1519 \Rightarrow T_{V2} = 359^\circ\text{K} = 86^\circ\text{C}$$

$$1,95 T_P + 4,29 \cdot 10^{-8} T_P^4 = 1798 \Rightarrow T_P = 394^\circ\text{K} = 121^\circ\text{C}$$

IV-c Panneau à 3 vitrages sans refroidissement

En raisonnant comme au § IV b avec des espacements entre vitres de l'ordre de 4 cm nous nous plaçons dans une hypothèse de convection semblable au cas précédent : Entre V_1 et V_2 $k_1 = 4$

$$V_2 \text{ et } V_3 \quad k_2 = 3$$

$$V_3 \text{ et } P \quad k_3 = 3$$

Ceci étant valable pour les deux hypothèses

Hypothèse Été

$$10^{-8} \times 4,29 T_{V_1}^4 + 7,3 T_{V_1} = 3062$$

$$10^{-8} \times 3,83 T_{V_2}^4 + 2,6 T_{V_2} = 2069$$

$$10^{-8} \times 3,83 T_{V_3}^4 + 2,18 T_{V_3} = 2576$$

$$10^{-8} \times 4,29 T_P^4 + 1,55 T_P = 3164$$

$$T_{V_1} = 340^\circ\text{K} = 67^\circ\text{C}$$

$$T_{V_2} = 404^\circ\text{K} = 131^\circ\text{C}$$

$$T_{V_3} = 452^\circ\text{K} = 179^\circ\text{C}$$

$$T_P = 487^\circ\text{K} = 214^\circ\text{C}$$

Hypothèse Hiver

$$10^{-8} \times 4,29 T_{V_1}^4 + 7,3 T_{V_1} = 2662$$

$$10^{-8} \times 3,83 T_{V_2}^4 + 2,6 T_{V_2} = 1513$$

$$10^{-8} \times 3,83 T_{V_3}^4 + 1,84 T_{V_3} = 1590$$

$$10^{-8} \times 4,29 T_P^4 + 1,40 T_P = 1881$$

$$T_{V_1} = 310^\circ\text{K} = 37^\circ\text{C}$$

$$T_{V_2} = 353^\circ\text{K} = 80^\circ\text{C}$$

$$T_{V_3} = 389^\circ\text{K} = 116^\circ\text{C}$$

$$T_P = 417^\circ\text{K} = 144^\circ\text{C}$$

IV-d Conclusions

On voit tout de suite à l'aide de ce premier test que l'isolation thermique croît avec le nombre de vitres. Aller au-delà de 3 vitres n'est pas intéressant car le flux solaire direct est amputé à chaque fois de 8 % et il y a tassement des performances atteintes.

Un autre test sur le comportement des panneaux peut être effectué de façon à mieux refléter ce qui se passe lors de l'utilisation. Nous allons l'examiner dans le paragraphe suivant.

V. RESULTATS CONCERNANT LE RENDEMENT DES PANNEAUX A UN, DEUX OU TROIS VITRAGES.

Nous allons nous fixer deux hypothèses d'ensoleillement. Une hypothèse «été» et une «hiver» ayant les mêmes caractéristiques que dans le paragraphe IV.

Hiver $(\phi_1 = 500 \text{ Kcal/hm}^2$

$$(T_a = 17^\circ\text{C}$$

Eté $(\phi_1 = 950 \text{ Kcal/hm}^2$

$$(T_a = 23^\circ\text{C}$$

Dans ces 2 hypothèses nous allons déterminer le rendement c'est-à-dire le rapport $\frac{\phi_0}{\phi_1}$ pour une température de plaque donnée.

Nous prendrons successivement

$$T_p = 25^\circ\text{C} ; 50^\circ\text{C} ; 75^\circ\text{C}.$$

Pour éviter toute lourdeur de rédaction les résultats sont consignés dans le tableau VIII. Ces résultats provenant de l'exploitation des équations suivantes

Capteur à 1 vitre

Eté	$T_p = 25^\circ \left\{ \begin{array}{l} \phi_0 = \boxed{129} + \boxed{1,1} T_v + 4,29 T_v^4 \times 10^{-8} \\ 10^{-8} \times 8,58 T_v^4 + \frac{\boxed{8,4}}{C} T_v = \boxed{3055} \quad D \end{array} \right.$				
		$T_p = 50^\circ\text{C} \quad A = -42 \quad B = 1,15 \quad C = 8,45 \quad D = 3226$			
	$T_p = 75^\circ\text{C} \quad A = -251 \quad B = 1,2 \quad C = 8,5 \quad D = 3435$				
Hiver	$T_p = 25^\circ\text{C} \quad A = -247 \quad B = 1,1 \quad C = 8,4 \quad D = 2974$				
	$T_p = 50^\circ\text{C} \quad A = -419 \quad B = 1,15 \quad C = 8,45 \quad D = 3146$				
	$T_p = 75^\circ\text{C} \quad A = -618 \quad B = 1,2 \quad C = 8,5 \quad D = 3345$				

Capteur à 2 vitres

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_0 = \boxed{A} + \boxed{B} T_{V_2} + 4,29 \times 10^{-8} T_{V_2}^4 \\ 1,1 T_{V_2} + 3,83 \times 10^{-8} T_{V_2}^4 + \boxed{C} = 8,4 T_{V_1} + 8,12 \times 10^{-8} T_{V_1}^4 \\ \boxed{D} - 1,15 T_{V_2} - 4,29 \times 10^{-8} T_{V_2}^4 = 7,3 T_{V_1} + 4,29 \times 10^{-8} T_{V_1}^4 \end{array} \right.$$

Eté	$T_p = 25^\circ\text{C} \quad A = 144 \quad B = 1,1 \quad C = 2383 \quad D = 3070$			
	$T_p = 50^\circ\text{C} \quad A = -28 \quad B = 1,15 \quad C = 2383 \quad D = 3227$			
	$T_p = 75^\circ\text{C} \quad A = -236 \quad B = 1,2 \quad C = 2383 \quad D = 3418$			
Hiver	$T_p = 25^\circ\text{C} \quad A = -240 \quad B = 1,1 \quad C = 2308 \quad D = 2989$			
	$T_p = 50^\circ\text{C} \quad A = -412 \quad B = 1,15 \quad C = 2308 \quad D = 3146$			
	$T_p = 75^\circ\text{C} \quad A = -620 \quad B = 1,2 \quad C = 2308 \quad D = 3337$			

Capteur à 3 vitres

$$\begin{cases} 10^{-8} \times 4,29 T_{V_1}^4 + 7,3 T_{V_1} = \boxed{A} - \phi_0 \\ 1,2 T_{V_3} + 4,29 \times 10^{-8} T_{V_3}^4 = \boxed{B} + \phi_0 \\ 1,1 T_{V_2} + 3,83 \times 10^{-8} T_{V_2}^4 = 8,12 \times 10^{-8} T_{V_1}^4 - \boxed{C} \\ 1,15 T_{V_2} + 3,83 \times 10^{-8} T_{V_2}^4 = 8,12 \times 10^{-8} T_{V_3}^4 + 2,35 T_{V_3} - \boxed{D} \end{cases}$$

Eté	$T_P = 25^\circ\text{C}$	$A = 3062$	$B = 2388$	$C = 695$	$D = 23$
	$T_P = 50^\circ\text{C}$	$A = 3062$	$B = 2388$	$C = 855$	$D = 182$
	$T_P = 75^\circ\text{C}$	$A = 3062$	$B = 2388$	$C = 1047$	$D = 375$
Hiver	$T_P = 25^\circ\text{C}$	$A = 2672$	$B = 2308$	$C = 695$	$D = 341$
	$T_P = 50^\circ\text{C}$	$A = 2672$	$B = 2308$	$C = 855$	$D = 501$
	$T_P = 75$	$A = 2672$	$B = 2308$	$C = 1047$	$D = 693$

VI. ANALYSE DES RESULTATS

Au vu du tableau VII et du graphique VIII on s'aperçoit que le capteur à une vitre est préférable à tout autre par fort ensoleillement dans une plage de faible élévation de température du fluide de refroidissement (jusqu'à 40° environ). Par contre, dès que l'ensoleillement décroît son rendement devient médiocre et un capteur à deux vitres présente alors un avantage certain.

Son rendement se maintient aux alentours de 70 % jusqu'à 75°C par fort ensoleillement et sa décroissance par ensoleillement faible est nettement amortie par rapport au 1er capteur.

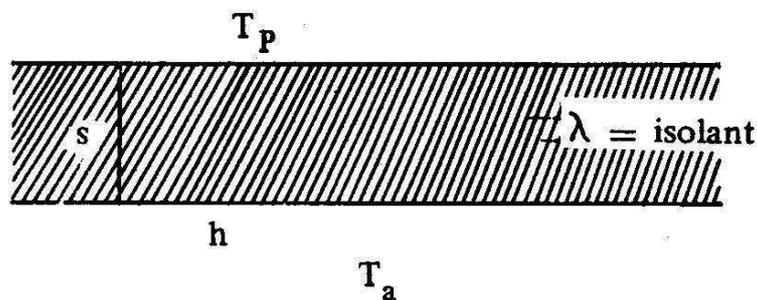
C'est le capteur idéal pour utilisation dans la plage de température $25^\circ - 75$ à 80°C .

Quand au capteur à 3 vitres son intérêt n'apparaît pas explicitement dans le tableau de résultats. Ce n'est qu'au-delà de 75°C que son rendement surpasse les précédents. Ce type de capteur permet de monter en température bien au-delà des performances des panneaux à une ou deux vitres. Dans l'emploi de capteurs plans pour alimenter des systèmes frigorifiques solaires à absorption on se trouve à la limite entre l'utilisation de 2 ou 3 vitres.

Pour une alimentation de chauffe-eau où l'on utilise rarement l'eau à une température supérieure à $40 - 50^\circ$ on peut se contenter d'une seule vitre. On a intérêt à élever une plus grande masse d'eau à une température de 40° - avec un très bon rendement - plutôt que de chercher à atteindre des températures d'eau de l'ordre de $60 - 70^\circ$ (Rendement médiocre) nécessitant lors de l'utilisation un mixage avec de l'eau froide.

Ces quelques calculs développés ici font évidemment appel à de nombreuses hypothèses simplificatrices en ce qui concerne les transferts thermiques. Néanmoins, ils peuvent servir valablement dans des avant-projets pour panneaux solaires artisanaux avec plaque collectrice peinte tout simplement en noir mat.

Dans un souci de respecter davantage la réalité on peut faire apparaître les pertes thermiques du fond du panneau solaire. Une bonne isolation peut consister en une protection de 5 cm de laine de verre ou polystyrène expansé. Dans ce cas, le flux perdu et dont il faut amputer ϕ_0 pour obtenir le rendement est de :



$$\phi = \frac{T_p - T_a}{\frac{1}{h} + \frac{s}{\lambda_i}} \cong \frac{T_p - T_a}{1,1}$$

et

$$\eta = \frac{\phi_0 - \phi}{\phi_1}$$

Ce résultat figure à la dernière ligne du tableau VII.

Il nous permet de constater que le rendement est sensiblement affecté par ce facteur facilement chiffrable. C'est sur ce dernier chiffre que l'on peut se baser pour fixer la limite supérieure du rendement d'un capteur plan réel.

VII. CONCLUSIONS

Ce rapide calcul concernant les échanges thermiques à l'intérieur d'un panneau solaire plan surmonté de un ou plusieurs vitrages permet une estimation théorique des performances de ces capteurs dans des conditions usuelles d'emploi.

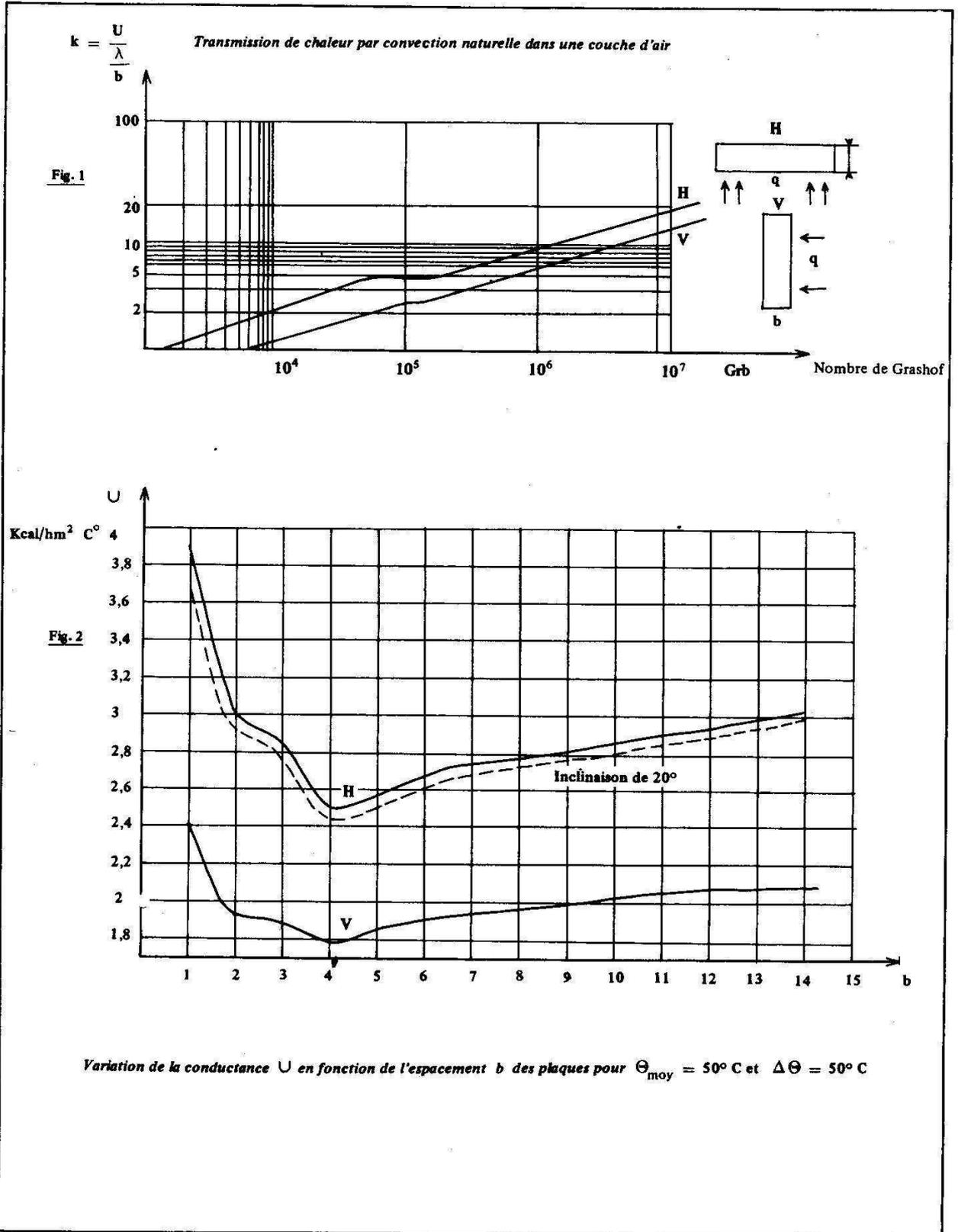
Il ressort de cette étude que les capteurs solaires plans sont bien adaptés aux domaines des basses températures et qu'ils peuvent ainsi constituer une solution simple et efficace au problème du captage de l'énergie solaire.

Cette étude permet également de fixer une limite supérieure prévisible à toute réalisation pratique. En effet lors de réalisations de capteurs solaires plans, la plaque réceptrice est rarement constituée par une surface unie également refroidie. Il en résulte que dans le cas de contact avec des canalisations d'eau par exemple la température de plaque sera beaucoup plus élevée que la température d'eau en circulation et une des difficultés technologiques sera de réduire l'écart entre ces deux températures de façon à ce qu'en prenant comme référence la température d'eau de circulation on se rapproche des résultats consignés dans le tableau VII.

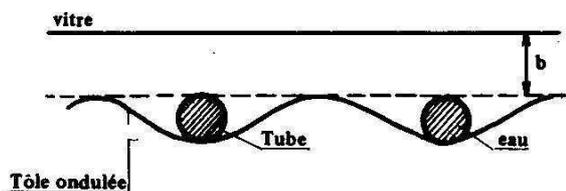
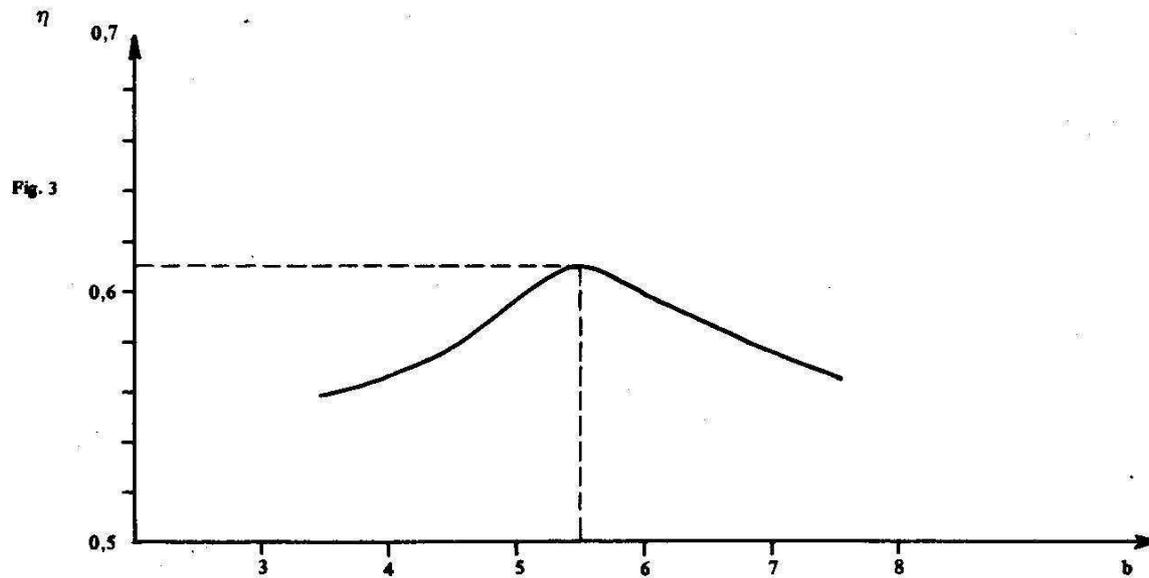


- [1] The performance of flat plate solar heat collectors Trans A.S.M.E. 64, 91 – 104 (1942)
- [2] Thermodynamics. Oxford Clarendon Press (1949)
- [3] Coefficients de rayonnement – Convection et conduction dans les collecteurs solaires. Colloque International du C.N.R.S. Montbuis 1958.
- [4] De Graaf – Von der Held The relation between the Heat Transfer and the Convection Phenomena in Enclosed Plane Air Layers – Appli-Sci-Res. Sec A Vol 3 (1953).
- [5] « Mull and Reiher – Der Wärmeschutz von Luftschichten » Reihe 1 Gesundh Ing Beihefte Munich and Berlin Germany 1930.



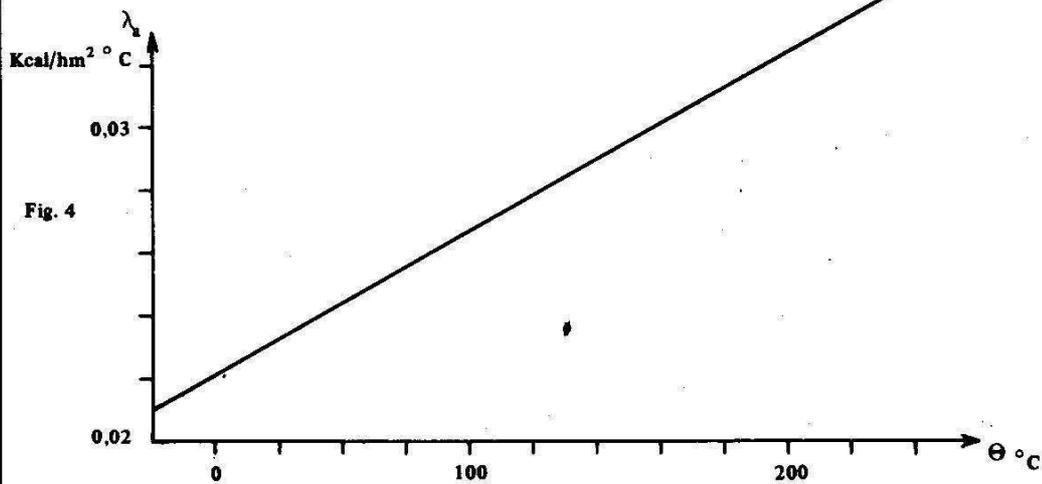


Rendement



Variation expérimentale du rendement d'un capteur plan décrit ci-contre en fonction du seul paramètre b

$\Theta_{\text{moy eau}} = 26^{\circ}\text{c}$ $\Theta_{\text{moy plaque}} = 50^{\circ}\text{c}$
 $\Theta_{\text{air}} = 23^{\circ}\text{c}$



Evolution de la conductivité de l'air en fonction de la température

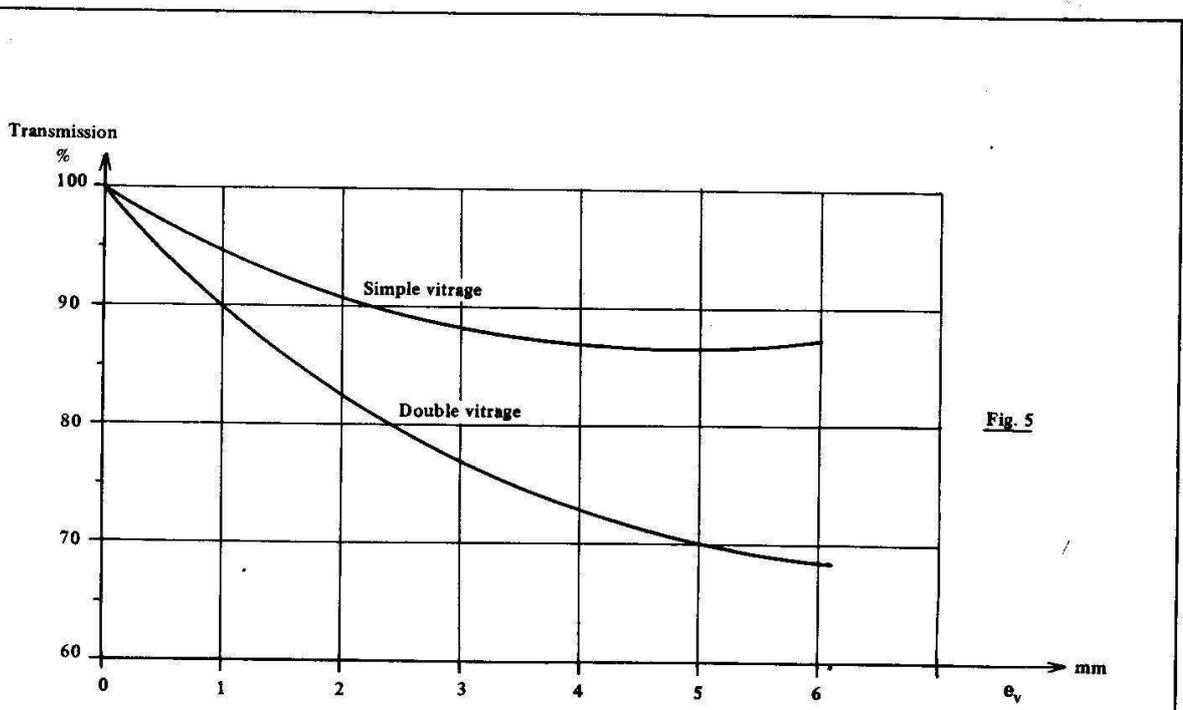


Fig. 5

Transmission de rayonnement solaire en incidence normale en fonction de l'épaisseur du vitrage (source E.D.F.)

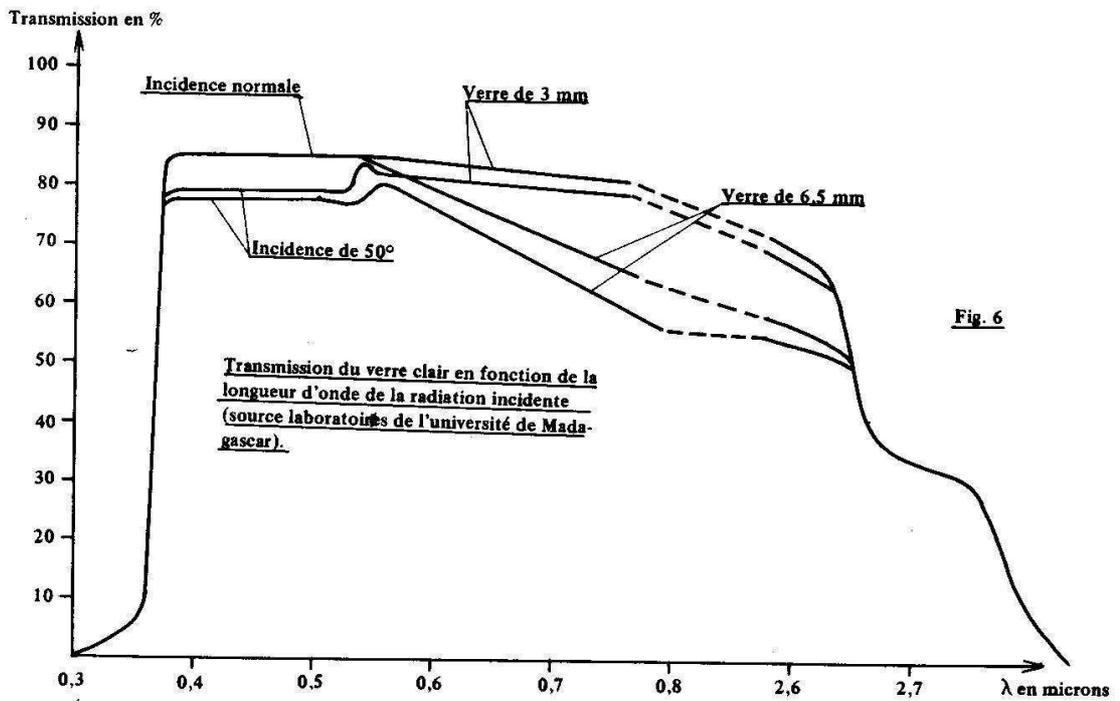


Fig. 6

Transmission du verre clair en fonction de la longueur d'onde de la radiation incidente (source laboratoires de l'université de Madagascar).

Fig. 7 - 8

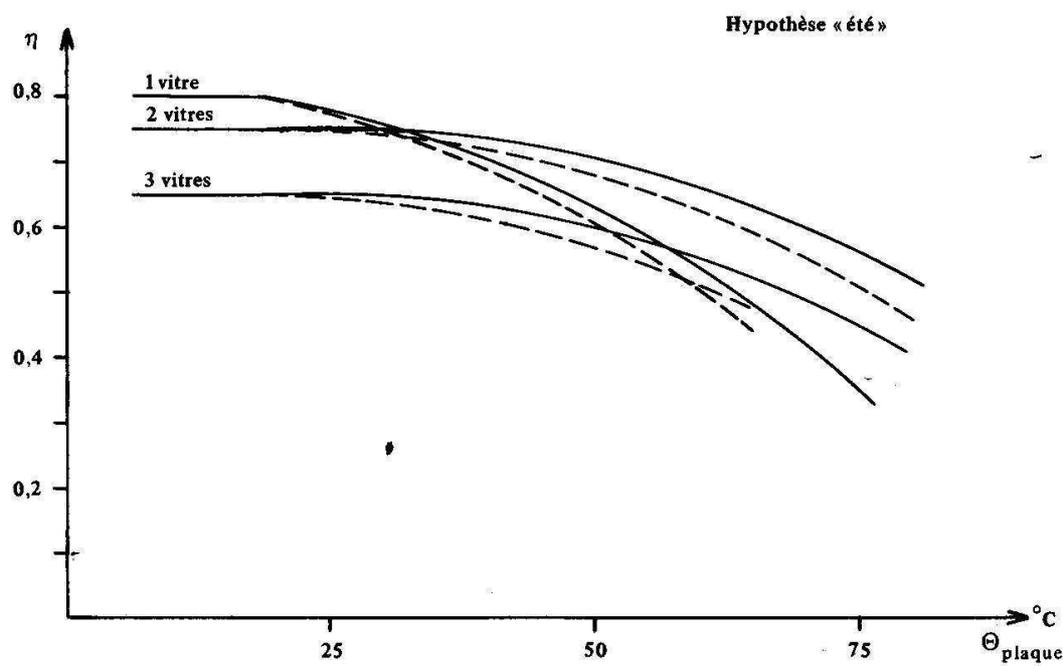
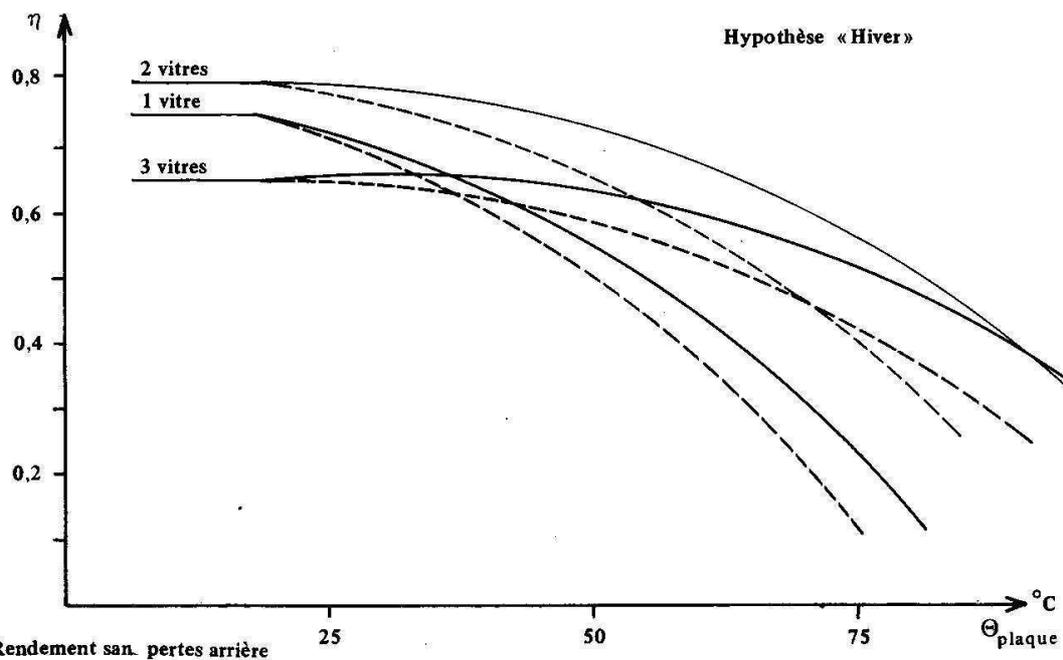


Tableau VII

CAPTEUR 3 VITRES											
		Hyp. Eté				Hyp. Hiver					
		Températures limites		Fonctionnement				Températures limites		Fonctionnement	
T_{V_1} en °C	67	15	19	24	37	10	15	18,5			
T_{V_2} en °C	138	17	30	44	87	16	29	42			
T_{V_3} en °C	186	22	41,5	61	124	21	40	60			
T_P en °C	220	25	50	75	151	25	50	75			
ϕ_0 en Kcal/hm ²	0	651	614	562	0	332	289	238			
ϕ_1 en Kcal/hm ²	950	950	950	950	500	500	500	500			
η sans pertes arrière	0	0,68	0,646	-0,59	0	0,66	0,578	0,476			
η avec pertes arrière	0	0,68	0,62	0,54	0	0,65	0,52	0,37			

Tableau VIII

	CAPTEUR 1 VITRE										CAPTEUR 2 VITRES					
	Hyp. Eté $T_a = 23^\circ\text{C}$					Hyp. Hiver $T_a = 17^\circ\text{C}$					Hyp. Eté			Hyp. Hiver		
	Températures limites	Fonctionnement				Températures limites	Fonctionnement				Températures limites	Fonctionnement		Températures limites	Fonctionnement	
T_{V_1} en $^\circ\text{C}$	76	18	27	38	42	13	22	33	72	14	22	28	30	10	17	22
T_{V_2} en $^\circ\text{C}$									147	18	36	55	93	17	35	52
T_{V_3} en $^\circ\text{C}$																
T_P en $^\circ\text{C}$	141	25	50	75	91	25	50	75	192	25	50	75	128	25	50	75
ϕ_0 en Kcal/hm^2	0	756	650	523	0	354	245	125	0	730	718	653	0	382	328	248
ϕ_1 en Kcal/hm^2	950	950	950	950	500	500	500	500	950	950	950	950	500	500	500	500
η sans pertes arrière	0	0,79	0,68	0,55	0	0,71	0,49	0,25	0	0,77	0,755	0,687	0	0,76	0,656	0,496
η avec pertes arrière	0	0,79	0,66	0,50	0	0,70	0,43	0,15	0	0,77	0,73	0,64	0	0,75	0,60	0,39