

Etude et Optimisation du Réseau de Circulation du Fluide Caloporteur d'un Convertisseur Thermique

Nadir Bellel et Abla Chaker

Laboratoire Physique Energétique, Université Mentouri, Constantine

Résumé - La comparaison de deux géométries du réseau du caloporteur d'un capteur plan classique, nous oblige à mettre en évidence l'influence des pertes par convection sur le bilan optothermique de ce capteur. Partant des caractéristiques optiques et géométriques du capteur, des caractéristiques hydrauliques du fluide caloporteur, nous évaluons avec le maximum de précision les différentes composantes du bilan thermique en tenant compte notamment des gradients de température dans l'absorbeur. Ce travail a été mené avec de l'eau pressurisée comme fluide caloporteur. Notre étude théorique a été menée en utilisant un programme de calcul développé au laboratoire se basant sur la méthode des différences finies. Ce programme a été validé par les résultats expérimentaux dans les mêmes conditions météorologiques. Le convertisseur type serpentin a été choisi.

Abstract - The comparison of classical plan calorific holder lattice geometries of solar energy collector, requires to put into evidence the convection energy loss on the optothermal balance sheet of this collector. Starting from the optical and geometrical (resp. hydraulic) characteristics the collector (resp. fluid calorific holder), we evaluate with a high precision the various components of the thermal balance sheet, taking into account namely the absorber temperature gradients. This works was undertaken with pressurized water as a calorific holder fluid moreover. Our theoretical study was carried out by using calculus computer program developed at the laboratory and based on the finite differences method. It is worth to mention that this computer program was tested and validated by the experimental results under the same meteorological conditions. It is to be noted that a serpentine type collector, converted was used.

Mots clés: Capteur solaire - Convertisseur thermique - Optimisation - Echangeurs de chaleur - Simulation numérique - Ailettes.

1. INTRODUCTION

La conversion thermique est bien connue dans ses grandes lignes. Bien que l'on ne puisse guère s'attendre à des découvertes capables de révolutionner ce domaine, deux voies parallèles s'ouvrent néanmoins à la recherche. L'une concerne les matériaux de construction d'équipement solaire, afin de baisser le prix de revient, l'autre est l'étude exhaustive des convertisseurs solaires et des phénomènes d'échange énergétique qui y interviennent, dans le but d'améliorer les performances sans accroître la complexité mécanique. Dans le cadre de cette seconde approche, le présent travail constitue le choix et l'étude des capteurs plans.

Nous étudierons deux géométries du réseau du caloporteur pour en choisir la plus performante, puis nous effectuerons la mise en équations des échanges énergétiques pour un capteur possédant un tel réseau. Après avoir constaté les difficultés soulevées par une tentative de solution analytique, nous présentons une solution numérique développée au laboratoire, cette dernière a été menée en utilisant un programme de calcul se basant sur la méthode des différences finies utilisée pour le calcul des pertes.

Ce programme a été validé par des résultats expérimentaux dans les mêmes conditions climatiques. Une fois cette validité éprouvée, la méthode de solution numérique est utilisée pour étudier la variation du rendement avec les propriétés physiques des matériaux de

construction et la géométrie du capteur. Les courbes présentées conduisent à la détermination des paramètres les plus significatifs pour les performances d'un capteur solaire et leur examen permet de faire une optimisation d'un système de conversion.

2. DISTRIBUTION DE TEMPERATURE ENTRE TUBES

L'hypothèse d'une température moyenne de plaque chauffante permet d'accéder au calcul des pertes thermiques pour l'ensemble du capteur. Il reste cependant exact qu'il existe un gradient de température entre les tubes et la plaque, ainsi qu'entre les parties supérieure et inférieure du capteur.

Ces gradients de température sont responsables de l'échauffement du fluide caloporteur.

La figure 1 permet d'observer que chaque élément du tube reçoit un apport d'énergie par chacun de ses côtés. Considérant pour l'instant, négligeable le gradient de température dans la direction de l'écoulement du fluide, la portion de plaque entre deux tuyaux peut être traitée comme une ailette délivrant la chaleur aux deux bases portées aux températures T_1 et T_2 .

Le bilan énergétique d'un élément de surface de la plaque, de dimension unitaire selon y et de largeur Δx , est (Fig. 1) :

$$S \Delta x + u_1 \Delta x (T_a - T) + \left(-KC \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-KC \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (1)$$

En divisant par Δx et en faisant tendre Δx vers zéro, nous obtenons :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{u_1}{KC} \left(T - T_a - \frac{S}{u_1} \right)$$

Posant $\Psi = \left(T - T_a - \frac{S}{u_1} \right)$ et $m = \sqrt{\frac{u_1}{KC}}$, il en résulte :

$$\frac{d^2 \Psi}{dx^2} = m^2 \Psi \quad (2)$$

Cette équation a pour solution générale :

$$\Psi = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx \quad (3)$$

En considérant l'origine de l'axe x au bord du tube à la température T_1 , les conditions aux limites sont :

$$\Psi \Big|_{x=0} = \Psi_1 = T_1 - T_a - \frac{S}{u_1} \quad (4a)$$

et $\Psi \Big|_{x=(w-D_e)} = \Psi_2 = T_2 - T_a - \frac{S}{u_1} \quad (4b)$

La solution générale de l'équation (3) devient alors :

$$\frac{T_1 - T_a - \frac{S}{u_1}}{T_2 - T_a - \frac{S}{u_1}} = C^* \sinh mx + \cosh mx \quad (5)$$

avec :

$$C^* = \frac{\frac{T_2 - T_a - \frac{S}{u_1}}{T_1 - T_a - \frac{S}{u_1}} - \cosh m(w - D_e)}{\sinh m(w - D_e)} \quad (6)$$

L'équation (5) représente la solution générale au problème posé par l'étude de la distribution des températures dans une ailette à deux bases portées à des températures différentes. La solution pour le cas particulier des bases à la même température a été très employée dans la littérature sur les capteurs plans [1-4], mais elle n'est applicable qu'aux convertisseurs à circulation en parallèle.

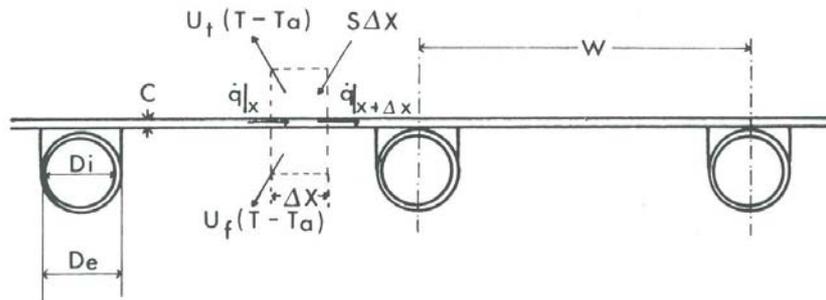


Fig. 1: Bilan énergétique d'un élément de surface

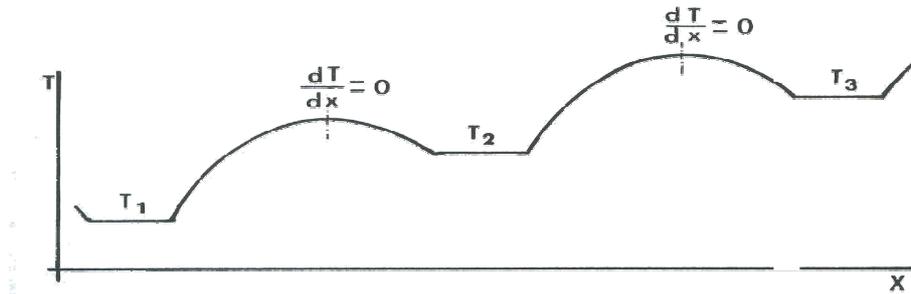


Fig. 2: Profil des températures le long du convertisseur

L'apport d'énergie à chaque base, par unité de longueur de tube en considérant que la différence de température entre tubes demeure constante, peut être déduit par l'application de la loi de Fourier :

$$q = -KC \frac{dT}{dt} = \frac{KCm}{U_1} [S - U_1 (T_2 - T_a)] (C^* \cosh mx + \sinh mx) \quad (7)$$

En multipliant et en divisant par $(w - D_e)$, l'équation (7) devient :

$$q = F_n (w - D_e) [S - U_1 (T_2 - T_a)]$$

où F_n est le facteur de rendement de l'ailette [5].

$$F_n = \frac{(C^* \cosh mx + \sinh mx)}{m(w - D_e)} \quad (8)$$

Pour $x = 0$ et $x = (w - D_e)$, nous obtenons respectivement les rendements pour les tubes aux températures T_1 et T_2 :

$$F_i = \frac{C^*}{m(w - D_e)} \text{ et } F_s = \frac{C^* \cosh m(w - D_e) + \sinh m(w - D_e)}{m(w - D_e)} \quad (9)$$

L'orientation choisie pour l'axe des x (Fig. 2) impose : $F_i < 0$.

Afin de voir l'effet combiné sur les deux tubes, on fait apparaître le facteur F :

$$F = F_s - F_i = \frac{\left(\frac{T_2 - T_a - \frac{S}{u_1}}{T_1 - T_a - \frac{S}{u_1}} + 1 \right) [\tanh(m(w - D_e)/2)]}{m(w - D_e)/2} \quad (10)$$

La figure 3 permet d'observer la variation des facteurs F_i , F_s et F avec le produit $m(w - D_e)$ pour une valeur de Ψ_2/Ψ_1 égale à 0,9. Les valeurs Ψ_1 et Ψ_2 étant données par les équations (4a) et (4b). Le point d'intersection de la courbe représentative de F_i avec l'axe des abscisses correspond à la valeur de $m(w - D_e)$ minimale, en dessous de laquelle il existe un échange direct d'énergie entre les tubes.

La variation de F avec $m(w - D_e)$ pour des valeurs de Ψ_2/Ψ_1 comprises entre 0,65 et 1 est illustrée par la figure 4. Les facteurs de rendement d'ailette sont fonctions de plusieurs variables qui influencent notamment le coefficient supérieur de pertes U_t .

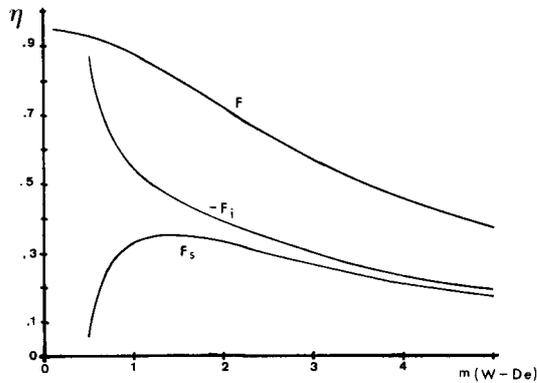


Fig. 3: Facteur de rendement d'ailette pour le tube inférieur ($-F_i$), supérieur (F_s) et combiné ($F = F_s - F_i$) pour $\Psi_2/\Psi_1 = 0,9$

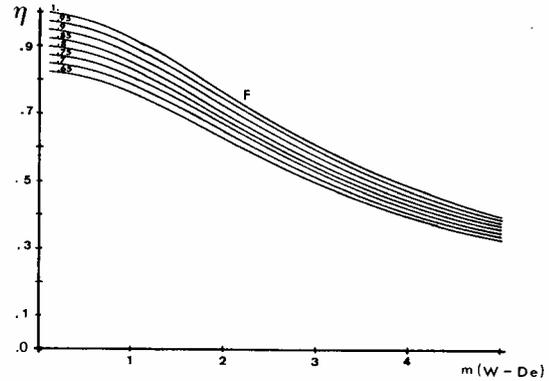


Fig. 4: Facteur de rendement d'ailette F pour diverses valeurs de Ψ_2/Ψ_1

Le facteur d'extraction de chaleur F_r permet plus commodément de juger de la performance d'un système de captation donné. Il est défini [1] par le rapport entre l'énergie effectivement extraite et celle qui serait récupérée, si tout le capteur était porté à une température égale à celle du fluide à l'entrée T_i . L'expression mathématique est :

$$F_r = \frac{G C_p (T_0 - T_i)}{S - u_1 (T_i - T_a)} \quad (11)$$

Sachant que l'énergie emmagasinée par unité de temps dans le fluide caloporteur Q_u est :

$$Q_u = A_c G C_p (T_0 - T_i) \quad (12)$$

Nous arrivons aisément à calculer la chaleur utile connaissant le facteur F_r d'un capteur pour des conditions d'opération données :

$$Q_u = A_c F_r [S - U_1 (T_i - T_a)] \quad (13)$$

Le bilan énergétique d'un élément de tube de longueur Δy (Fig. 1) montre que l'apport d'énergie au fluide est égal à la somme des énergies délivrées par chaque ailette latérale et celle absorbée par la partie supérieure du tube. Nous pouvons alors écrire :

$$q_u' = q_{inf}' + q_{sup}' + q_{tube}' \quad (14)$$

La résolution du système d'équation obtenu permet d'explicitier q_u' en fonction de la température de l'eau T_w et l'intégration de l'équation résultante donnerait T_0 . Il est cependant impossible d'éliminer les températures des tubes adjacents dans le calcul de la constante C^* pour chacune des ailettes. On aboutit alors à un système d'équations où la température de chaque point est dépendante des températures des tubes environnants. Une solution matricielle fut proposée par Abdel-Khalik [5].

L'auteur a cependant été contraint à formuler certaines hypothèses simplificatrices, dont la supposition de l'isolement parfait des tubes sur les bords du capteur. Il a également considéré un coefficient de pertes U_1 constant pour tout le capteur, hypothèse classique [2] qui n'est cependant vraie, que pour de grands débits du fluide caloporteur. Compte tenu de ces remarques, nous pouvons estimer que la solution numérique permet d'obtenir une distribution de température, pour un meilleur emploi que les résultats obtenus par la méthode analytique. Ceci est d'autant plus vrai qu'une méthode numérique peut permettre de s'affranchir de certaines hypothèses simplificatrices formulées pour obtenir la solution analytique.

Enfin, un programme de calcul proposé, introduit l'étude d'une gamme importante de paramètres caractéristiques, tels que les propriétés de surface, les caractéristiques physiques des matériaux, la géométrie du capteur et les conditions météorologiques de fonctionnement.

3. SOLUTION NUMERIQUE

Les méthodes numériques de résolution des équations de transport de la chaleur fournissent des valeurs numériques des températures ou du flux de chaleur, pour des points sélectionnés du système considéré, dans des intervalles de temps discrets. La précision de la solution dépend directement de la taille (Fig. 5) de la maille choisie [6]. Nous utilisons toujours un nombre impair de lignes de façon à avoir le même nombre de points de chaque côté du tube horizontal.

Cette division du capteur fait correspondre à chaque point (température de la plaque) trois indices i, j et k qui représentent respectivement ligne, colonne et section. Nous pouvons voir que la maille est d'autant plus petite que les nombres N, N et M choisis sont grands; la solution en sera d'autant plus précise.

Nous considérons que chaque élément de la maille échange de l'énergie avec les quatre éléments voisins et avec "l'ambiance", par l'intermédiaire de la vitre et le fond du capteur. Les points localisés sur les tubes échangent de l'énergie avec le voisinage, l'air ambiant et le fluide caloporteur. L'équation d'un point quelconque, situé à l'intérieur du réseau, est (Fig. 5):

$$U_I (T_{i-1,j,k} + T_{i+1,j,k}) + U_j (T_{i,j-1,k} + T_{i,j+1,k}) + U_1 T_a + ABS[-(2(U_I + U_j) + U_1)] T_{i,j,k} \quad (15)$$

Les équations sont présentées sous la forme (Méthode Jacobi) :

$$\sum_j \frac{T_j - T_i}{R_{ij}} + q_i = 0 \quad (16)$$

où l'indice j représente les points au voisinage du point i considéré. Les équations peuvent être explicitées en fonction de T_j , et prendre la forme :

$$T_i = \frac{q_i + \sum_j \frac{T_j}{R_{ij}}}{\sum_j \frac{1}{R_{ij}}} \quad (17)$$

$$[T_i]_{n+1} = \frac{q_i + \sum_j \frac{T_{jn}}{R_{ij}}}{\sum_j \frac{1}{R_{ij}}} \quad (18)$$

$$[T_i]_{n+1} - [T_i]_n < e \quad (19)$$

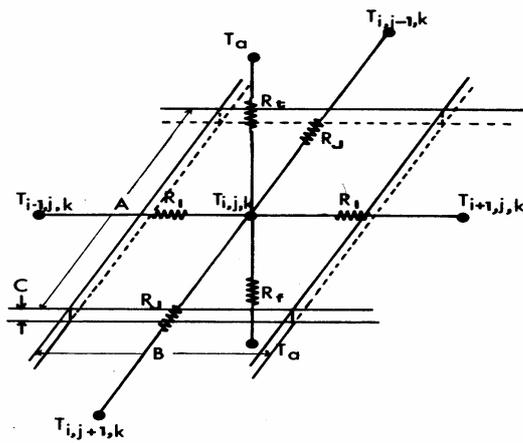


Fig. 5: Résistances thermiques d'un point de la plaque à l'intérieur du réseau

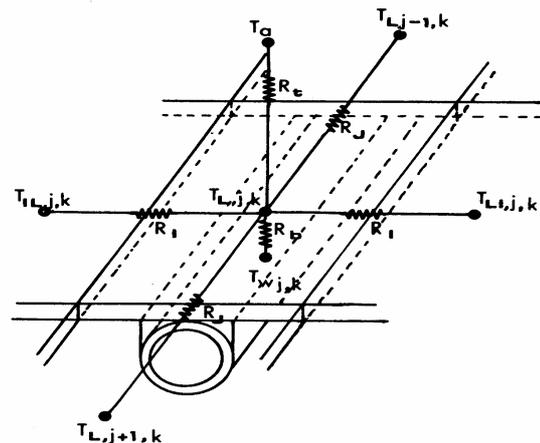


Fig. 6: Résistances thermiques d'un point du réseau sur un tube de circulation de fluide

La méthode des itérations successives consiste à admettre une solution initiale et résoudre les équations (17) en partant de cette solution, selon la formule (18) jusqu'à ce que la condition (19) soit satisfaite.

4. PROGRAMME DE CALCUL

Un programme de calcul en Fortran IV permet d'effectuer le calcul des équations (17) pour la plaque et le fluide en circulation. Le procédé de calcul est le suivant: partant d'une solution initiale, on calcule une température moyenne de la plaque chauffante. Avec cette température, sont calculés la température de la vitre et les coefficients de transfert pour la partie supérieure du capteur. Ensuite, on recalcule la température de plaque, par itération jusqu'à ce que la condition (19) soit vérifiée.

Les pertes par radiation sont alors calculées pour chaque élément du réseau et une nouvelle solution aux équations (18) est calculée. La vérification de la condition (19) est faite alors pour les températures de plaque et de fluide. La méthode est appliquée pour tous les points du système. Le programme permet de prendre en compte la variation des conditions météorologiques et d'expérimentation comme le débit et la température d'entrée.

En outre, il permet d'étudier les influences des variations de longueur et largeur du capteur, du diamètre, du nombre et de l'espacement des tubes, ainsi que les propriétés optiques de la surface.

5. EXPLOITATION DES RESULTATS

Une bonne concordance a été constatée entre les résultats expérimentaux et ceux fournis par les calculs effectués en utilisant les paramètres prélevés au moment des expériences. Le tableau 1 montre des résultats expérimentaux et théoriques pour 10 essais effectués en été. Nous pouvons constater que l'écart entre les deux résultats est toujours inférieur à 10 %. Cet écart est estimé comme satisfaisant, considérant les hypothèses de départ avec lesquelles a été faite l'analyse théorique comme la température uniforme de la vitre et la conduction unidimensionnelle.

Tableau 1: Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

	I (W/m ²)	T_a (K)	V_w (m/s)	Q (l/mn)	T_i (K)	T₀ (K)	Δ T (K)	η
Exp.	596.4	296.1	0.9	0.33	294.0	312.3	18.3	0.70
Thé.						311,8	17,8	0,68
	330,60	302,0	2,8	0,25	301,0	312,3	11,3	0,59
						313,0	12,0	0,63
	680,3	303,0	3,3	0,5	299,0	312,5	13,5	0,67
						313,5	14,0	0,71
	588,6	303,0	3,3	0,67	303,6	312,7	9,1	0,73
						312,4	8,7	0,69
	919,2	296,0	7,0	0,46	294,8	314,4	20,6	0,72
						313,9	19,1	0,67
	678,6	296,8	2,	0,32	295,0	318,3	23,3	0,76
						315,5	20,5	0,67
	902,8	297,0	4,8	0,57	306,6	322,6	16,0	0,70
						321,0	14,4	0,63
	738,3	300,0	2,9	0,33	299,1	322,7	23,6	0,73
						320,4	21,3	0,66
	782,0	303,0	1,5	0,3	304,5	325,7	21,2	0,65
						325,7	21,2	0,65
	634,5	299,0	5,0	0,29	311,2	330,7	19,5	0,67
						328,0	16,8	0,53

Deux programmes permettent de calculer les pertes de charge dans l'écoulement du liquide caloporteur pour les deux types de configuration envisagées. Les données à fournir sont les valeurs de la viscosité cinématique, le poids volumique du fluide d'échange à la température considérée et les caractéristiques géométriques du convertisseur.

Les coefficients de perte sont calculés avec les valeurs du nombre de Reynolds comprises entre 1 et celle correspondant à un débit de $8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, pour les capteurs en série. Pour les collecteurs en parallèle, le calcul n'est effectué que pour $Re \leq 2000$.

Le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds (pour l'écoulement à l'intérieur des conduits) et du débit (en circulation série et parallèle pour l'écoulement de l'eau à 50°C à l'intérieur d'un capteur solaire de 1 m^2 avec $n = 10$, $D_i = 1,2 \text{ cm}$) est respectivement représenté par les figures 7 et 8.

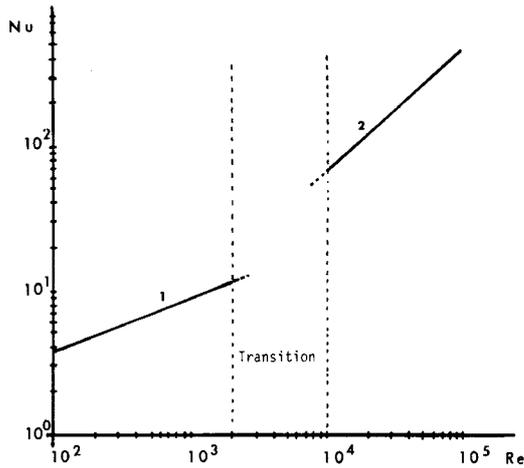


Fig. 7: Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds
 Courbe 1 : $Nu = 1,86 G_z^{0,33}$
 Courbe 2 : $Nu = 0,0155 Re^{0,83} Pr^{0,5}$

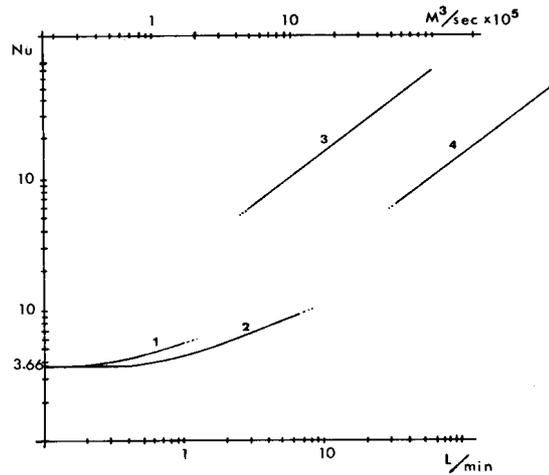


Fig. 8: Nombre de Nusselt en fonction du débit
 Courbes 1, 3: Circulation en série
 Courbes 2, 4: Circulation en parallèle

Nous pouvons observer sur les figures 9 et 10 les pertes de charge d'écoulement pour l'eau à 50°C dans des capteurs de 1 m^2 de superficie, avec les tubes ayant des diamètres internes de 1.2, 1.5, 2.0 et 2.5 cm respectivement pour 6 et 10 tubes/ m^2 .

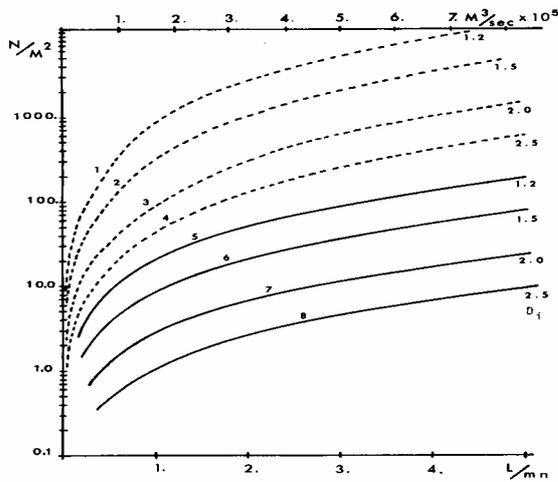


Fig. 9: Pertes de charge
 Courbes 1 à 4: circulation en série
 Courbes 5 à 8: circulation en parallèle

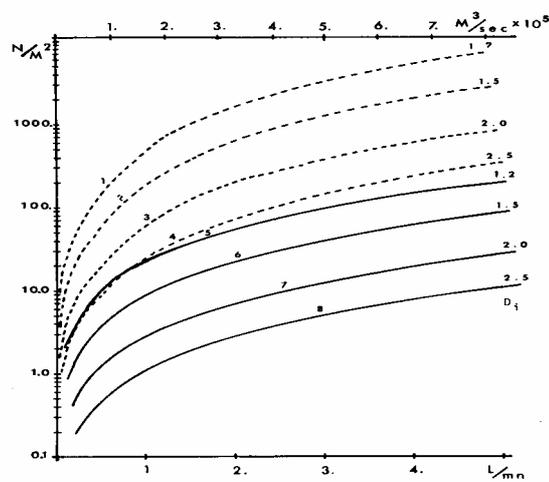


Fig. 10: Pertes de charge
 Courbes 1 à 4: circulation en série
 Courbes 5 à 8: circulation en parallèle

6. CONCLUSION

D'après les considérations faites dans les paragraphes antérieurs, il s'avère que le convertisseur solaire le moins onéreux, pouvant servir à l'obtention d'un fluide de travail à une température supérieure à 90 °C, peut être un capteur plan de quelques mètres carrés de surface, dont la performance est améliorée grâce à l'emploi d'une surface sélective d'absorption et d'un réseau de circulation de fluide caloporteur en serpentin.

Nous avons montré certains avantages théoriques de la circulation en série par rapport à la circulation en parallèle, pour le transfert de chaleur à l'intérieur du circuit du fluide dans des capteurs solaires. Sachant, néanmoins, que l'effet des coudes et branchements n'a pas été pris en compte dans les calculs des coefficients de convection, une étude expérimentale comparative s'avère nécessaire pour compléter cette première approche théorique. Nous avons déterminé des facteurs de rendements d'ailettes localisés.

Les solutions numériques obtenues à l'aide du programme de calcul développé ont été validées grâce aux résultats expérimentaux. Nous avons pu aussi voir que les réponses obtenues restent valables même pour des cas où l'écart entre les températures d'entrée et sortie du fluide est de l'ordre de 20 °C. Ceci doit être dû à la prise en compte des variations de température de plaque, ce qui n'a pas été fait dans les solutions analytiques présentées jusqu'ici, même pour le cas le plus simple des capteurs en parallèle. Toutefois, la précision de toute solution, analytique ou numérique, sera pénalisée par les approximations faites au niveau des coefficients de transfert convectifs, à l'intérieur des tubes, entre la plaque et la vitre et à l'extérieur des capteurs.

Malgré tout, avec les valeurs dont on dispose aujourd'hui, l'outil informatique est opérationnel et peut être employé pour optimiser un système, en vue des disponibilités et conditions météorologiques d'une utilisation particulière.

Ainsi ce travail ouvre de nombreuses perspectives dont la recherche du système le plus performant par une étude approfondie, des échanges énergétiques qui interviennent à l'intérieur du convertisseur. Cela permettrait de trouver des groupes adimensionnels qui pourront être utilisés dans des graphiques ou abaques permettant un calcul rapide des performances d'un convertisseur.

NOMENCLATURE

A_c : Superficie du capteur (m^2)	T_a : Température ambiante (K)
C : Epaisseur de la plaque du capteur (m)	T_i : Température d'entrée du fluide (K)
C_b : Conductivité thermique de la jonction plaque-tube (W/m.K)	T_o : Température de sortie du fluide (K)
C_p : Chaleur spécifique du fluide (J/kg.K)	U_1 : Coefficient de transfert entre éléments dans la direction x (w/K)
D_e : Diamètre externe des tubes de circulation (m)	U_j : Coefficient de transfert entre éléments dans la direction y (w/K)
G : Débit de fluide par mètre carré de capteur (m/s)	U_l : Coefficient de pertes par la face avant et la face arrière du capteur (w/K)
K : Conductivité thermique de la tôle (W/m.K)	w : Distance entre centres des tubes (m)
Q_u : Puissance transférée au fluide (W)	q' : Chaleur transférée au fluide par unité de longueur de tube (W/m.°C)
S : Flux solaire incident sur le capteur (W/m^2)	

REFERENCES

- [1] J.A. Duffie and W.A. Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", John Wiley and Sons, New York, 1974.
- [2] H.C. Hottel and B.B. Woertz, "*Performance of Flat-Plate Solar Heat Collectors*", Trans. ASME, pp. 64-91, 1942.
- [3] H.C. Hottel and A. Whillier, "*Evaluation of Flat-Plate Collector Performance*", Transactions of the Conference on the Use of Solar Energy 2, Part I, 74, Uni. of Arizona, 1958.
- [4] R.W.Jr. Bliss, "*The Derivation of Several Plate Efficiency Factors Useful in the Design of Flat Plate Solar Heat Collectors*", Tech. Memo., 596, Uni. of Arizona, 1959.
- [5] S.I. Abdel-Khalik, "*Heat Removal Factor for a Flat-Plate Solar Collector with a Serpentine Tube*", Solar Energy, Vol. 18, N°1, 1976.
- [6] A.J. Chapman, "Heat Transfer", 3rd Ed. Mc Millan Publishing Co, New York, 1974.
- [7] R. Siegel and J.R. Howell, "Thermal Radiation Heat Transfer", Mac 18, Graw Hill, New York, 1972.
- [8] A. Chaker, N. Bellel et G. Menguy, "*Pertes Thermiques dans un Distillateur Solaire Sphérique*", Revue de la COMPLES, N°28, 2003.
- [9] E.M. Sparrow and R.J. Krowech, "*Circumferential Variations of Bore Heat Flux and Outside Surface Temperature for a Solar Collector Tube*", Jour. of Heat Transfer, Vol. 99, 1977.
- [10] H. Buchberg, I. Catton and D.K. Edwards, "*Natural Convection in Enclosed Spaces A Review of Application to Solar Energy Collection*", Jour. of Heat Transfer, 1976.
- [11] S.A. Klein, J.A. Duffie and W.A. Beckman, ASME, "*Transient Considerations of Flat-Plate Solar Collectors*", Journal Engineering Power, Vol. 96, N°109, 1974.