

## Etude et Conception Assistée par Ordinateur d'un Système de Réfrigération par Voie Solaire

M. Belaribi, F. Benyarou et B. Benyoucef

Laboratoire des Matériaux et Energies Renouvelables, Faculté des Sciences, Université de Tlemcen, B.P. 119, Tlemcen, Algérie

**Résumé** - Vers l'objectif de l'optimisation, nous avons entrepris un travail de conception assistée par ordinateur d'un système de réfrigération mus par l'énergie solaire. La prédiction des performances du système de réfrigération est présentée. La source d'alimentation du système est le capteur solaire plan. L'intérêt de notre travail est de trouver une relation liant les paramètres du cycle de réfrigération et la source chaude. La minimisation de la puissance délivrée au générateur pour un effet frigorifique constant, au niveau de l'évaporateur, nous mène à déduire une relation entre les différents paramètres du cycle. Cette puissance minimale doit être égale à la puissance disponible de la part du capteur solaire plan. Une relation analytique entre la source chaude et le cycle (système couplé) est déduite. L'influence des différents paramètres sur le fonctionnement du système est discutée.

**Mots clés:** Energie solaire - Modélisation - Optimisation - Cycle thermodynamique - Lagrangien.

### 1. INTRODUCTION

Vers l'objectif d'optimisation, nous avons entrepris un travail de conception assistée par ordinateur pour optimiser les systèmes de réfrigération solaire et prédire ses performances.

L'intérêt de notre travail porte d'une part, sur l'étude des systèmes de réfrigération à absorption (systèmes purement thermiques). Ces systèmes fonctionnent suivant des cycles trithermes. Donc, on voit apparaître trois sources de chaleur : la source chaude, la source intermédiaire et la source froide.

Et d'autre part, notre travail est axé sur la recherche d'une relation liant le cycle avec la source chaude qui est dans notre cas, le capteur solaire.

L'optimisation théorique du cycle de fonctionnement des machines frigorifique permet de concevoir le système de réfrigération. La relation qui lie les paramètres du capteur et les paramètres du cycle est trouvée. Cette relation permet de déduire une conception convenable d'un capteur solaire destiné à la réfrigération solaire.

### 2. REFRIGERATION SOLAIRE

La production de froid ou extraction de chaleur, a pour but soit d'abaisser la température d'un milieu, et éventuellement, dans le cas de l'air, sa teneur en vapeur d'eau, soit de refroidir une substance au cours d'un processus de conservation ou de transformation [1].

Pour la zone des températures de l'ambiance jusque vers - 10 °C (conditionnement de l'air, réfrigération et congélation des denrées, traitements industriels, etc.), la production de froid résulte, dans la très grande majorité des cas, d'une transition de phase (évaporation, condensation) d'un fluide pur ou d'un mélange de fluides convenablement choisis [2].

Il importe ici de raisonner en terme d'énergie et de reconnaître dans la contribution solaire un apport énergétique : cet apport peut être utilisé pour entretenir une différence de température entre deux sources thermiques, c'est-à-dire pour faire passer un certain débit calorifique de la source la plus froide à la plus chaude, donc en sens contraire de la circulation thermique naturelle.

### 3. MODELISATION ET OPTIMISATION

Nous proposons de modéliser le système de réfrigération seul, puis le capteur solaire et enfin le système couplé. Comme deuxième étape nous voudrions optimiser le système de la réfrigération. Cette optimisation consiste à minimiser la puissance disponible au bouilleur et fixer l'effet frigorifique désiré à l'évaporateur.

#### 3.1 Modélisation du système de réfrigération à absorption

Le rendement de Carnot d'une machine à froid (M.A.F) ou d'une pompe à chaleur (P.A.C), bitherme, est connu :

$$\eta_{M.A.F.} = \frac{T_4}{T_1 - T_4} \quad ; \quad \eta_{P.A.C.} = \frac{T_1}{T_1 - T_4}$$

$T_1$  et  $T_4$  : Température de la source chaude et de la source froide.

Mais ces rendements ne sont valables que pour des conditions de fonctionnement quasi-statique et totalement réversible. Ils correspondent donc à des machines fonctionnant sur des temps infiniment grands, et une puissance nulle.

Dans la pratique, il est nécessaire d'avoir un écart de température (pincements aux échangeurs) entre le fluide cyclé et les sources de chaleur de façon à assurer le transfert de chaleur aux sources dans un temps fini. Le cycle envisagé est alors *endoréversible*, car les seules irréversibilités prises en compte sont relatives aux échanges de chaleurs avec les sources.

C.H. Blanchard [3] a déterminé quelles sont les valeurs des températures du fluide cyclé à la source froide, puis à la source chaude, qui correspondent au minimum de puissance motrice d'une P.A.C. fonctionnant selon le cycle :

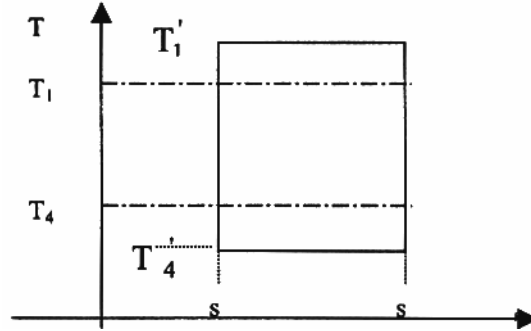


Fig 1: Diagramme entropique d'un cycle de Carnot

M. Barrere [4] remarque que le même problème se pose pour les cycles complexes, par exemple le fonctionnement des machines à froid ou pompe à chaleur à absorption (ou adsorption).

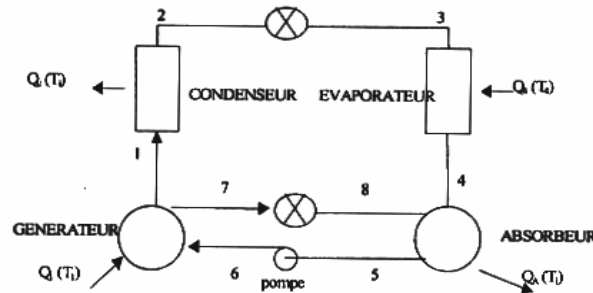


Fig. 2: Schéma de principe de fonctionnement d'un cycle de réfrigération

Le schéma de principe de la figure 2 fait apparaître en fait des contacts thermiques avec quatre sources ( $q_1$ ,  $q_c$ ,  $q_A$ ,  $q_4$ ). En pratique, il s'avère que les opérations de condensation et d'absorption se réalisent à partir soit de l'air ambiant, soit à partir d'une même circulation d'eau généralement naturelle, de sorte que ces deux contacts thermiques se font avec une seule et même source qui sera appelée source intermédiaire à la température  $T_i$ . La quantité de chaleur échangée vaut alors [5] :

$$q_i = q_c + q_4 \quad (1)$$

### 3.2 Formulation en temps d'échange

On a choisi ici de présenter une optimisation d'un cycle de type discontinu, pour lequel la variable temps de contact aux sources remplace la surface d'échange[5].

L'application des principes de thermodynamique à la machine à trois sources permet alors d'écrire :

$$q_1 + q_i + q_4 = 0 \quad (2)$$

$$\frac{q_1}{T_1'} + \frac{q_i}{T_i'} + \frac{q_4}{T_4'} = 0 \quad (3)$$

Les températures  $T'$  sont les températures du fluide cyclé lors de son contact avec chacune des sources.

L'usage des conventions de thermodynamique et de l'hypothèse de Newton conduit alors aux expressions

$$q_1 = \alpha_1 (T_1 - T_1') t_1 \quad (4)$$

$$q_i = \alpha_i (T_i - T_i') t_i \quad (5)$$

$$q_4 = \alpha_4(T_4 - T'_4)t_4 \quad (6)$$

$\alpha_1, \alpha_i, \alpha_4$  sont les coefficients d'échange globaux supposés constants au générateur, à l'évaporateur, et à la source intermédiaire.

$t_1, t_i, t_4$  sont les durées d'échange, au générateur, à l'évaporateur et à la source intermédiaire lors d'un cycle.

Le temps de cycle vaut alors :

$$t = t_1 + t_i + t_4 \quad (7)$$

La recherche du minimum de puissance au bouilleur de la machine  $P_1^* = \frac{q_1}{t}$ , à puissance fixée à

l'évaporateur  $P_4 = \frac{q_4}{t} = K$ , fait intervenir six variables ( $t_1, t_i, t_4, T'_1, T'_i, T'_4$ ) et huit paramètres ( $\alpha_1, \alpha_i, \alpha_4, T'_1, T'_i, T'_4, t, K$ ). Le problème est à nouveau réduit par adimensionnalisation. Les temps d'échange sont rapportés au temps du cycle, les coefficients d'échange au coefficient d'échange de la source intermédiaire, les températures et variations de température à la température de la source intermédiaire :

$$t_k^+ = \frac{t_k}{t_i} \quad \alpha_k^+ = \frac{\alpha_k}{\alpha_i} \quad x_k^+ = \frac{T_k - T'_k}{T_i} \quad (k = 1, i, 4)$$

Les puissances réduites au générateur et à l'évaporateur s'écrivent de même

$$P_1^+ = \frac{P_1}{\alpha_i T_i} \quad P_4^+ = K^+ = \frac{K}{\alpha_i T_i}$$

Il en résulte le système d'équations adimensionnelles gouvernant le fonctionnement d'une machine tritherme:

$$t_1^+ + t_i^+ + t_4^+ = 1 \quad (8)$$

$$\alpha_1^+ x_1^+ t_1^+ + \alpha_i^+ x_i^+ t_i^+ + \alpha_4^+ x_4^+ t_4^+ = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\alpha_1^+ x_1^+ t_1^+}{T_1^+ - x_1^+} + \frac{\alpha_i^+ x_i^+ t_i^+}{T_i^+ - x_i^+} + \frac{\alpha_4^+ x_4^+ t_4^+}{T_4^+ - x_4^+} = 0 \quad (10)$$

$$\alpha_4^+ x_4^+ t_4^+ = K^+ \quad (11)$$

Le système (8, 9, 10) permet l'élimination analytique des temps réduits de sorte que la puissance au bouilleur ne dépend que plus que de trois variables ( $x_1^+, x_i^+, x_4^+$ ).

Les expressions des temps d'échanges réduits du générateur et l'évaporateur sont données comme suit :

$$t_1^+ = \frac{\alpha_i^+ x_i^+ \alpha_4^+ x_4^+ A^+}{D} \quad (12)$$

$$t_4^+ = \frac{\alpha_i^+ x_i^+ \alpha_1^+ x_1^+ C^+}{D} \quad (13)$$

D'où les expressions des puissances du générateur et l'évaporateur :

$$P_1^+ = \frac{\alpha_1^+ x_1^+ \alpha_i^+ x_i^+ \alpha_4^+ x_4^+ A^+}{D} \quad (14)$$

$$P_4^+ = \frac{\alpha_1^+ x_1^+ \alpha_i^+ x_i^+ \alpha_4^+ x_4^+ C^+}{D} \quad (15)$$

avec :

$$A^+ = \frac{1}{T_4^+ - x_4^+} - \frac{1}{T_i^+ - x_i^+} \quad B^+ = \frac{1}{T_i^+ - x_i^+} - \frac{1}{T_4^+ - x_4^+}$$

$$C^+ = \frac{1}{T_i^+ - x_i^+} - \frac{1}{T_1^+ - x_1^+} \quad D = \alpha_1^+ x_1^+ \alpha_4^+ x_4^+ A^+ + \alpha_1^+ x_1^+ \alpha_4^+ x_4^+ B^+ + \alpha_i^+ x_i^+ \alpha_1^+ x_1^+ C^+$$

### 3.3 Optimisation d'une machine tritherme à cycle endoréversible

L'étude présentée ici est relative à la minimisation de la quantité de chaleur nécessaire à la désorption du fluide frigorigène, lorsque l'effet frigorifique désiré à la source froide est fixé.

La résolution d'un problème d'optimisation suppose en préalable, la connaissance formelle d'une fonction objectif, appelée parfois fonction coût.

Le minimum de P1 est recherché par la méthode des multiplicateurs de Lagrange. Le lagrangien s'exprime sous la forme :

$$L(x_1^+, x_i^+, x_4^+, \lambda) = P_1 + \lambda(P_4 - K)$$

Le Lagrangien réduit est donc :

$$L^+ = \frac{L}{\alpha_i T_i} \quad L^+(x_1^+, x_i^+, x_4^+, \lambda) = P_1^+ + \lambda(P_4^+ - K^+)$$

L'optimum est recherché sur l'espace des phases  $(x_1^+, x_i^+, x_4^+, \lambda)$  [8] :

$$\frac{\partial L}{\partial x_1^+} = \frac{\partial L}{\partial x_i^+} = \frac{\partial L}{\partial x_4^+} = \frac{\partial L}{\partial \lambda} = 0$$

### 3.4 Modélisation du capteur

La puissance récupérée par le fluide caloporteur est donnée par[6] :

$$Q = WF'[Q_a - U(T_f - T_a)] \quad (16)$$

$$\text{avec : } b^2 = \frac{U}{k\delta} \quad F = \frac{\tanh b\left(\frac{W-D}{2}\right)}{b\left(\frac{W-D}{2}\right)} \quad F' = \frac{1/U}{\frac{W}{U[(W-D)F + D]} + \frac{W}{h_c \cdot \pi \cdot D_i}} \quad Q_a = E_g(\tau\alpha)$$

### 3.5 Modélisation du système couplé

Nous proposons, maintenant de donner un modèle qui caractérise le système couplé machine frigorifique-capteur solaire. Nous avons établi une relation analytique qui lie la distance entre les tubes du capteur et les paramètres de la machine frigorifique.

Cette relation est obtenue en résolvant l'équation suivante :

$$P_1 - W \cdot F'(E_g(\tau\alpha) - U(T_f - T_a)) = 0 \quad (17)$$

La solution de cette équation est donnée par l'expression suivante :

$$W = D - \frac{2}{b} \log\left(\frac{\sqrt{-a \cdot a'}}{a}\right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \text{où : } a &= P_1 \cdot b \cdot \pi \cdot D_i \cdot h_c + P_1 \cdot U \cdot D \cdot b - 2 \cdot P_1 \cdot U - \pi \cdot D_i \cdot h_c \cdot f \cdot D \cdot b + 2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot h_c \cdot f \\ a' &= P_1 \cdot b \cdot \pi \cdot D_i \cdot h_c + P_1 \cdot U \cdot D \cdot b + 2 \cdot P_1 \cdot U - \pi \cdot D_i \cdot h_c \cdot f \cdot D \cdot b - 2 \cdot \pi \cdot D_i \cdot h_c \cdot f \\ f &= (E_g(\tau\alpha) - U(T_f - T_a)) \end{aligned}$$

$$P_1 = \frac{\alpha_1^+ x_1^+ \alpha_i^+ x_i^+ \alpha_4^+ x_4^+ A^+}{D} \alpha_i T_i \quad (19)$$

Cette relation analytique nous permet d'évaluer les valeurs de W qui correspondent aux résultats de l'optimisation du système frigorifique.

## 4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Nous allons exposer les résultats de l'optimisation décrite dans le chapitre précédent. Ces résultats sont obtenus en résolvant le système d'équations non linéaires.

L'optimisation du cycle consiste à varier quelques paramètres et fixer les autres et voir comment évolue le système.

Dans ce travail, la démarche de l'optimisation est faite en fixant, la température réduite du générateur, la température réduite de l'évaporateur et la puissance frigorifique réduite,  $T_1^+ = 1.4$ ,  $T_4^+ = 0.09$  et  $P_4^+ = 0.013$  respectivement [8].

Les résultats sont présentés par des figures caractérisant l'évolution des variables en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur, paramétrées en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur.

Les temps d'échange et les coefficients de performances ainsi que les températures du fluide cyclé sont déduites facilement.

La valeur du coefficient d'échange global de la source intermédiaire est de l'ordre de  $\alpha_i = 25 \text{ W/m}^2\text{°C}$  [7] et la température de la source intermédiaire est supposée égale à  $T_i = 25 \text{ °C}$ .

Lors de la conception du capteur solaire nous avons pris comme paramètres fixés les valeurs suivantes :  $U = 8 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ;  $k = 390 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ;  $\delta = 0.001 \text{ m}$ ;  $h = 1500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ;  $D = 0.01\text{m}$ ;  $(\tau\alpha) = 0.95$ ;  $D_i = 0.009 \text{ m}$  [8];  $E_g = 1000 \text{ W/m}^2$ .

Remarque : Dans les graphes présentés ci-après :

$x_1, x_3, x_4$  représentent les pincements d'échange réduits.

$a_1, a_4$  représentent les coefficients d'échanges réduits.

$t_1, t_4$  représentent les temps d'échange aux sources réduits.

Les résultats sont présentés par des abaques et des tableaux. Donnons ci-après quelques résultats.

#### 4.1 Pincements d'échange

Les pincements d'échange sont les variables de l'optimisation du cycle théorique caractérisant le système de réfrigération. Les pincements d'échanges réduits sont décrits par les figures suivantes :

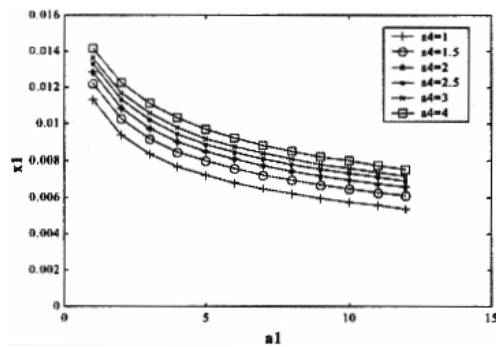


Fig 3: Pincement d'échange réduit du générateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur

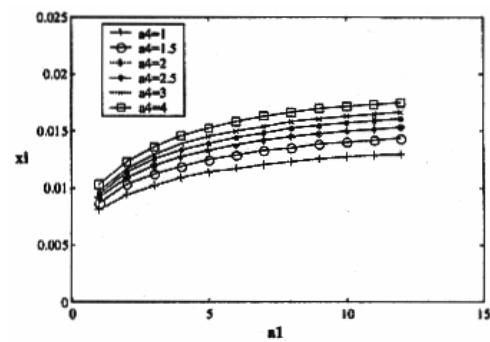


Fig 4: Pincement d'échange réduit de la source intermédiaire en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur

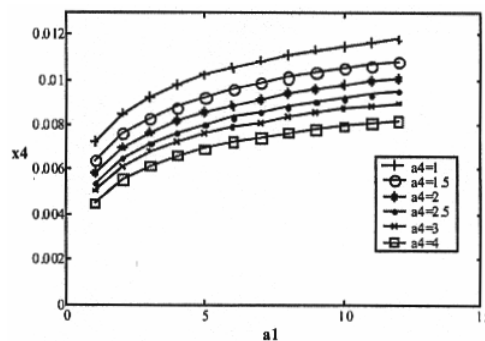


Fig. 5: Pincement d'échange réduit de l'évaporateur en fonction du coefficient d'échange réduit du du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur

## 4.2 Coefficient de performance optimal et l'épaisseur entre les tubes de l'absorbeur

Le coefficient de performance est calculé en utilisant la relation suivante :  $C.O.P = \frac{P_4^+}{P_1^+}$ .

En utilisant l'équation analytique (18), nous obtenons les valeurs optimales de l'épaisseur entre les tubes de l'absorbeur. Ces valeurs sont représentées par les tableaux suivants :

$\alpha_4^+$	1	1.5	2	2.5	3	4		1	1.5	2	2.5	3	4	
$\alpha_1^+$								1	0.2052	0.2050	0.2049	0.2048	0.2047	0.2046
	0.8083	0.8074	0.8068	0.8064	0.8060	0.8054		2	0.2051	0.2048	0.2047	0.2045	0.2044	0.2043
	0.8098	0.8088	0.8082	0.8077	0.8073	0.8067		3	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2044	0.2042
	0.8106	0.8096	0.8090	0.8084	0.8080	0.8074		4	0.2050	0.2048	0.2046	0.2044	0.2043	0.2041
	0.8111	0.8101	0.8095	0.8090	0.8086	0.8079		5	0.2050	0.2048	0.2046	0.2044	0.2043	0.2041
	0.8115	0.8105	0.8099	0.8094	0.8090	0.8083		6	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2043	0.2042
	0.8118	0.8109	0.8102	0.8097	0.8093	0.8086		7	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2044	0.2042
	0.8121	0.8111	0.8105	0.8099	0.8095	0.8089		8	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2044	0.2042
	0.8123	0.8114	0.8107	0.8102	0.8098	0.8091		9	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2044	0.2042
	0.8125	0.8116	0.8109	0.8104	0.8100	0.8093		10	0.2050	0.2048	0.2046	0.2045	0.2044	0.2043
	0.8127	0.8118	0.8111	0.8105	0.8101	0.8095		11	0.2051	0.2048	0.2047	0.2045	0.2044	0.2043
	0.8128	0.8119	0.8112	0.8107	0.8103	0.8097		12	0.2051	0.2049	0.2047	0.2046	0.2045	0.2043
	0.8130	0.8121	0.8114	0.8109	0.8104	0.8098								

Coefficient de performance du cycle

Epaisseur entre les tubes de l'absorbeur

## 4.3 Temps d'échange

Les temps d'échange du générateur et de l'évaporateur au contact avec les sources de chaleur sont déduits facilement en utilisant les équations.

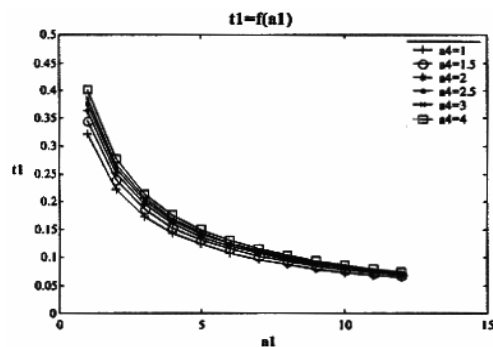


Fig. 6: Temps d'échange réduit du générateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur

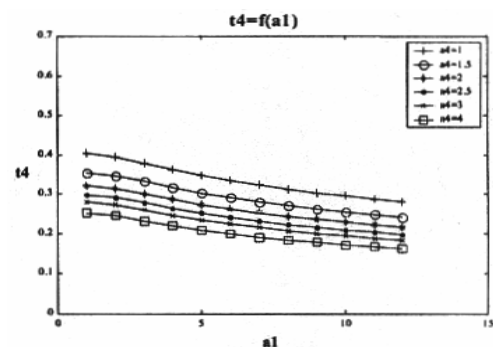


Fig. 6: Temps d'échange réduit de l'évaporateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur

## 5. CONCLUSION

Les résultats sont présentés par des abaques en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange de l'évaporateur. Le coefficient de performance du cycle est de l'ordre de 0.8.

Dans ce travail, nous avons considéré  $W$  comme paramètre en fixant les autres par des valeurs acceptables en point de vue physique. La valeur optimale de  $W$  est de l'ordre de 0.2 m.

## REFERENCES

- [1] J. Bonin, P.J. Wilbur et S. Karaki, '*Réfrigération Solaire*', S.C.N. Paris, 1980.
- [2] Encyclopédie, 1995.
- [3] C.H. Blanchard, '*Coefficient of Performance for Finite Speed Heat Pump*', J.A.P, Vol. 51, N°5, p. 2471, 1980.
- [4] M. Barrère, '*Le rôle du Temps de l'optimisation des Cycles Thermodynamiques*', Revue. Générale de Thermique, p. 955, 1980.
- [5] M. Feidt, '*Thermodynamique et Optimisation des Systèmes Energétiques*', 1996.
- [6] J.A. Duffie and W.A. Beckman, '*Solar Energy Thermal Processes*', Wiley Interscience, 1991.
- [7] P. Rapin, '*Formulaire du froid*', Dunod, 9<sup>ème</sup> Edition, 1985.
- [8] J.M. Chasseriaux, '*Conversion Thermique du Rayonnement Solaire*', Paris, 1980.