

**SIMULATION D'UNE POMPE A CHALEUR A COMPRESSION ASSISTEE DE
CAPTEURS SOLAIRES POUR LE DESSALEMENT DE L'EAU DE MER.**

**SIMULATION OF HEAT PUMP ASSISTED BY SOLAR COLLECTORS FOR
SEA WATER DESALINATION.**

DOUANI Mustapha., BOUZINA Djillali, RAHMA Fatima Zahra, TAHRAOUI
Douma Département de génie des procédés, Université Hassiba Ben Bouali, Chlef.
Dz. douani_mustapha@yahoo.com.

Résumé : Le dessalement de l'eau de mer par évaporation nécessite une dépense importante d'énergie afin d'éliminer le soluté (eau). La pompe à chaleur assistée de capteurs solaires semble être en mesure de répondre favorablement en termes d'économie d'énergie tout en palliant certaines difficultés inhérentes aux conditions de leur fonctionnement (souplesse et adaptation aux fluctuations saisonnières, etc.). Sur la base de ses propriétés thermophysiques, le frigorigène R-113 est retenu comme fluide caloporteur pour le fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression. Les concepts du coefficient de performance (COP) et de degrés de liberté ont été introduits pour l'analyse énergétique du cycle. En utilisant la méthode de Newton-Raphson, les résultats de la simulation montrent que le cycle conduit à des valeurs de COP dépassant la valeur de six (06) avec un capteur solaire de rendement avoisinant 50%. Egalement, les profils de l'influence des variables opératoires de conception (T_{cond} , G , θ , $(T_{pm}-T_{pa})$, M_e) sur la performance de l'installation, fonctionnant en régime continu, sont également présentés. La réduction du flux de création d'entropie dans la machine de dessalement exige l'apport de certaines modifications visant également l'optimisation des pincements de températures aux bornes des deux échangeurs thermiques de la pompe à chaleur.

Mots clés : Pompe à chaleur à compression, capteur solaire, simulation.

Abstract: The sea water desalination by evaporation requires a significant expenditure of energy in order to eliminate the solute (water). The heat pump assisted by solar collectors seems to be able to answer favorably in terms of saving energy while remedying to operational conditions (flexibility and adaptation to the seasonal fluctuations). On the basis of its thermo physical properties, the R-113 is retained as refrigerant in the heat pump. We introduced the concepts of the degrees of freedom and the coefficient of the performance (COP) in order to analyse the system. By using the Raphson-Newton method, the simulation results show that the cycle led to COP values exceeding six with a solar collector efficiency bordering 50%. Also, the profiles of the influence of the design variables (T_{cond} , G , M_e , $(T_{pm}-T_{pa})$) on the performance of the installation are presented in this work. The reduction of the entropy creation flow needs modifications aiming the optimization of the temperature pinch at the boundaries of the heat exchangers of the heat pump.

Key words : Compression heat pump, solar collector, simulation.

INTRODUCTION

L'importance de l'eau s'est considérablement accrue avec l'augmentation des besoins alimentaires compte tenu des dommages souvent irréparables, infligés aux ressources hydrologiques par le dépouillement du sol de sa couverture végétale (DesJardins, 1988). Pour répondre à ses besoins hydriques (domestique, agricole et industriel), l'homme s'est concentré autour des rivières, des lacs et des réservoirs d'eau souterraine. L'eau va devenir un formidable enjeu durant le siècle à venir (Bondelier et al. 2001). L'Algérie est amenée en plus soit à traiter et régénérer ses eaux usées et ses eaux résiduaires industrielles, soit à dessaler de l'eau de mer (Anderson et al. 1980, Day et al. 1994). Le dessalement de l'eau de mer est une opération ayant pour objectif la purification par la cristallisation de la quantité de sel dissous. L'une des techniques utilisées est l'évaporation du solvant, en l'occurrence, l'eau. De par sa nature, cette opération nécessite de grandes quantités d'énergie et toute valorisation de sources locales d'énergie disponible est à exploiter (Dietrich et al. 1986, P.A.N. L.D, Hawlader et al. 2002). Le couplage solaire-pompe à chaleur est une des idées attrayantes pour résoudre le problème de la disponibilité de l'énergie. En effet, pour la valoriser, certains procédés physiques ou chimiques et mécaniques sont à mettre en œuvre (Tchinda et al, 2004 ; Malik et al, 1982).

BASES THEORIQUES ET TECHNIQUES.

Notre environnement regorge de sources d'énergie gratuite. Tout corps chaud, mis en contact avec un autre corps plus froid, cède une partie de son énergie, sous forme de chaleur, par conduction. C'est le principe de base des machines thermiques. On montre que l'objectif de l'implantation de la pompe à chaleur (PAC) est la valorisation de la quantité de chaleur rejetée à bas niveau thermique T_{Ev} . Le transfert de chaleur de la source froide vers la source chaude s'accompagne d'une dépense d'une énergie mécanique W . En effet, le condenseur de la pompe à chaleur pourrait être exploité comme un cristalliseur tout en utilisant la puissance fournie à la source chaude sous forme de chaleur latente de condensation du fluide réfrigérant. Comme corollaire de l'économie de l'énergie (Hawlader et al. 2002), l'implantation de capteur solaire demeure une solution fort explorée dans les régions manquant de tissu industriel. Unterleutner (Unterleutner et al, 1983) a dérivé des critères basés sur les données critiques pour la compression optimale des fluides de travail dans la pompe à chaleur lesquels sont formulés par les relations suivantes :

$$(T_r)_{Ev} \geq 0.55 \quad \text{et} \quad (T_r)_{Cond} \leq 0.98$$

Pour se rapprocher techniquement du cycle théorique, l'agencement des différents éléments suivant un certain ordre doit impérativement avoir pour objectif une dégradation minimale de la qualité d'énergie (Exergie). Parmi les configurations possibles, l'évaporateur est conçu de sorte que l'énergie solaire incidente est à l'origine de la vaporisation totale du fluide réfrigérant : c'est le capteur solaire (Fig. 1). On précise que le sens de l'écoulement du réfrigérant dans le circuit de la pompe à chaleur suit le cycle suivant :

- | | | | |
|-------------------------------------------|---|---|---|
| - Prélèvement de la chaleur (évaporation) | 4 | → | 1 |
| - Compression isentropique. | 1 | → | 2 |
| - Dégagement de chaleur (condensation). | 2 | → | 3 |
| - Détente isentropique. | 3 | → | 4 |

L'étude de la performance du cycle de chauffage est abordée par l'introduction du concept du coefficient de performance (COP), défini par le rapport :

$$\text{C.O.P} = \frac{\text{Effet utile de chauffage}}{\text{Energie nette fournie d'un milieu externe}} \quad (1)$$

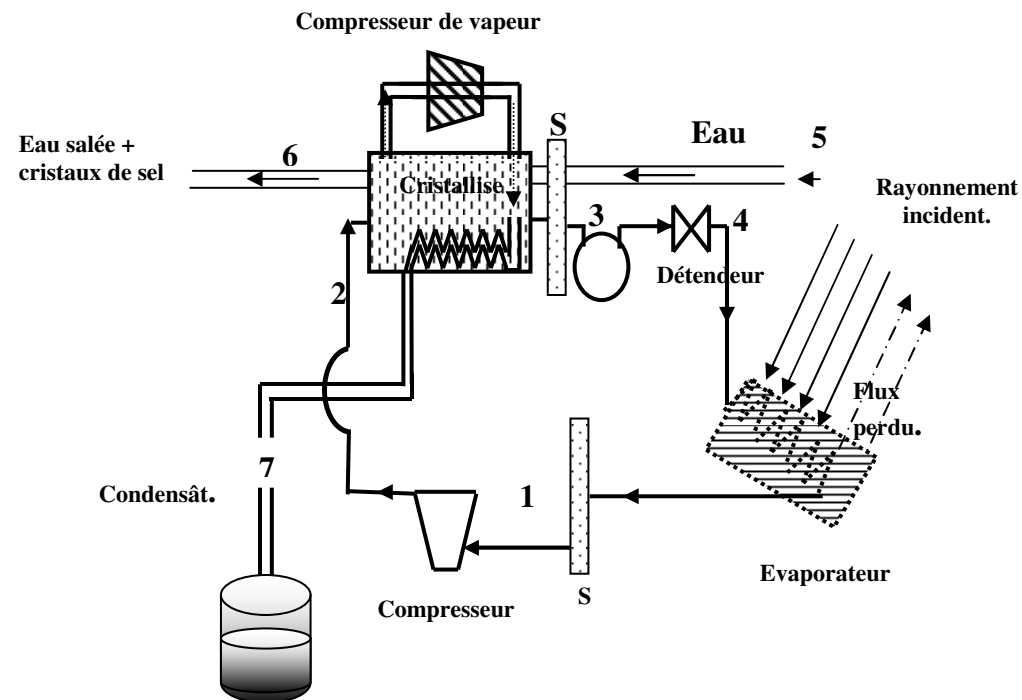


Fig. 1. Schéma de couplage pompe à chaleur- capteur solaire.

où l'effet utile de cristallisation (Q_{cond}) est la chaleur récupérée au condenseur. Le calcul de l'énergie utile de chauffage ainsi que les autres grandeurs thermo physiques (enthalpie, entropie, fugacité, volumes molaires liquide et gazeux, etc.) nécessite une analyse thermodynamique approfondie faisant appel aux propriétés du fluide frigorigène R113 par le biais de la fonction d'état appropriée $f(P,V,T)=0$. (Robert, 1997). Cette analyse permettra l'accès à la localisation des flux d'irréversibilités pour, éventuellement, contribuer à la réduction des pertes d'exergie lesquelles ont pour sources :

- Transfert de chaleur dû à un pincement fini de température δT (Douani et al. 2005, Duffie et al. 1980).
- Pertes de charges dans la tuyauterie au niveau des différents éléments constitutifs de l'installation.

Bilan thermique sur un capteur plan.

Compte tenu du mode général du fonctionnement d'un capteur plan, le bilan thermique sur la paroi absorbante s'écrit:

$$\varphi_{sa} = \varphi_{p \rightarrow} + \varphi_u + \varphi_{st} \quad (2)$$

En régime stationnaire, φ_{st} est nul. Par ailleurs, la littérature abonde en matière de définitions de la performance du capteur solaire et selon l'objectif, on définit le rendement global par la relation suivante (Duffie et al, 1980).

$$\eta = \frac{\varphi_u}{G_{(i,\gamma)}^* * S} \quad (3)$$

La puissance absorbée par le capteur s'écrit :

$$\varphi_{sa} = \tau_{cs} \times \alpha_{ps} \times G_{(i,\gamma)}^* \times S \quad (4)$$

Dans le cas où le fluide réfrigérant subit uniquement un changement d'état, le flux utile s'écrit:

$$\varphi_u = m_{cf}^0 * H^{vap} \quad (5)$$

Les déperditions thermiques du capteur peuvent être exprimées par la relation de Newton sur la base de la définition de l'échange thermique par convection:

$$\varphi_p = h_p (T_{pm} - T_a) * S \quad (6)$$

où h_p , le coefficient global de pertes thermiques du capteur. Schématiquement, pour mettre en évidence les interactions thermiques du capteur solaire de type II avec le milieu environnant, nous l'avons présenté à travers la figure 2.

De façon beaucoup plus récapitulative et en exploitant l'analogie thermoélectrique, le schéma correspondant peut être représenté par la figure n°3. Les pertes thermiques sur le capteur est la somme des flux dissipés au niveau du haut et du bas), d'où:

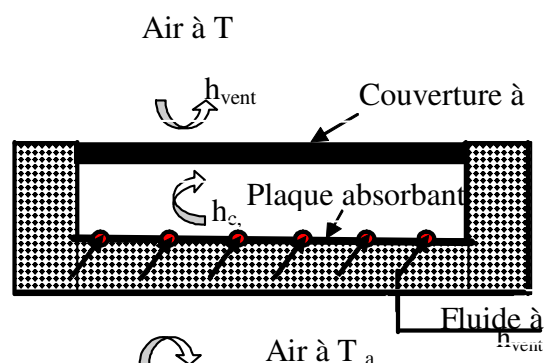


Fig. 2. Schématisation des flux convectifs dans un capteur du type

$$\varphi_p = \varphi_p^{\uparrow} + \varphi_p^{\downarrow} = \left(\frac{T_{pm} - T_a}{\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_{vent} + h_{r,a-c}}} + \frac{T_{pm} - T_a}{\frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{vent}}} \right) S \quad (7)$$

Bilans de matière et de chaleur sur les différents éléments de l'installation

Dans ce qui suit, on supposera que l'installation fonctionne en régime stationnaire et que de point de vue thermique, le condenseur est totalement adiabatique. On se limitera à l'analyse du condenseur de la pompe à chaleur qui n'est autre que le siège de la formation des cristaux (cristalliseur). On précise que la vapeur d'eau issue de

l'évaporation de l'eau salée est condensée et que le condensât est récupérée à la température de la solution chargée de cristaux, sortant du cristalliseur. Compte tenu de la faible tension de vapeur de NaCl dans les conditions standards de fonctionnement du cristalliseur ($T_{eb\ H_2O} < T_{SatNaCl}$), il est commode d'opter pour l'hypothèse simplificatrice suivante :

$$[P_{NaCl}^{sat} \ll P_{eau}^{sat}] \quad (8)$$

On en conclut que la qualité de sel véhiculée par la solution salée se trouve complètement à l'état cristallisé et que $Y_v \approx 0$. Sur la base de ces hypothèses, les bilans de matière et de chaleur sont regroupés dans le tableau n°1.

CONCEPT DU DEGRE DE LIBERTE APPLIQUE A UNE POMPE A CHALEUR.

L'application de la méthode de calcul de degrés de liberté pour chaque élément doit être faite avec une grande précaution (Mooson., K 1956), pour déterminer toutes les variables de conception, contrôlables extérieurement. Si on désigne par N_V le nombre de variables inconnues et N_E le nombre d'équations indépendantes, le nombre de degrés de liberté N_D (variance) est calculé par la relation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad (9)$$

Si C désigne le nombre de constituants d'un courant, alors on peut lui associer (C+3) variables qui peuvent être :

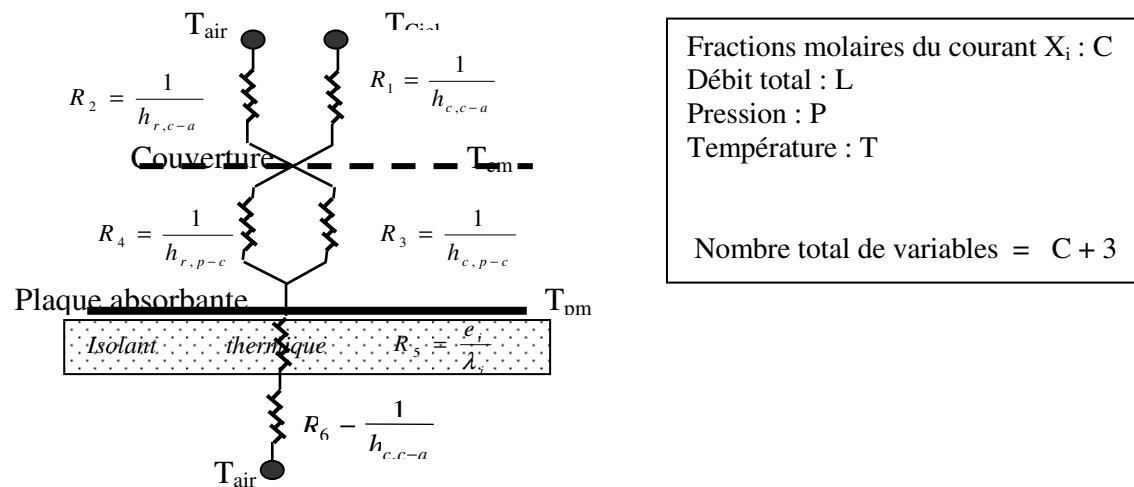


Fig.3. Schéma thermoélectrique équivalent du capteur du type II.

Techniquement, une pompe à chaleur assistée de capteur solaire peut être assimilée à une succession d'appareils interconnectés entre eux et agencés suivant un ordre bien défini, à travers lesquels, circule un fluide frigorigène et en contact thermique avec le rayonnement solaire comme source d'appoint d'énergie. Une analyse détaillée montre que le nombre de degré de liberté de l'unité est :

$$(N_D)_{unité} = C_2 + 13 \quad (10)$$

SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE DESSALEMENT.

Après identification des paramètres opératoires et délimitation du domaine de leur variation, la simulation du fonctionnement de la pompe à chaleur à compression assistée du capteur solaire en utilisant un algorithme et ce, afin de déterminer le débit d'eau à traiter, les températures T_{pm} et T_{cm} du capteur, la composition du mélange liquide-vapeur dans le circuit du réfrigérant en fonction du type de détente (isenthalpe ou isentropie), la surface du capteur solaire et le rendement du capteur solaire et le COP de la PAC.


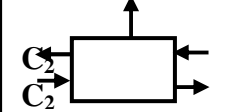

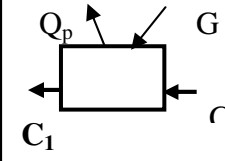
On précise que la procédure de calculs des enthalpies et entropies de la phase liquide est faite sur la base l'équation de Clapeyron. En outre, les volumes spécifiques V^L et V^G sont donnés par la résolution numérique de l'équation de Martin et Hou relative au réfrigérant R113 (Robert, 1997), en utilisant la méthode de Raphson-Newton.

RESULTATS ET ANALYSE.

Influence de la température T_{cond} de R113 sur la performance technique du capteur.

Ce paramètre est particulièrement important, Q_{cond} , dépend exclusivement de la température au condenseur T_{cond} et que des conditions de la cinétique d'évaporation. On note une décroissance du COP et du rendement du capteur avec T_{cond} laquelle s'explique par le fait que l'augmentation de T_{cond} conduit inévitablement à l'augmentation des irréversibilités dans le cycle.

Tableau 1. Bilans de matière et d'énergie pour les éléments de la pompe à chaleur assistée du capteur solaire.

Schéma de l'élément.	Nom de l'élément.	Bilan de matière global	Bilan de matière par constituant.	Bilan enthalpique.
	Compresseur	$M_{cf} = cst.$	$M_{cf} = cst.$	$W = M_{cf} * (H_2 - H_1).$
	Condenseur	$m_e^0 = V_e + m_s^0$	$m_e^0 * X_e = m_s^0 * X_s + V_e$ et $M_{.f} = cst$	$m_e H_e + Q_c = m_s^0 H_s + V_e$
	Détendeur	$M_{cf} = cst$	$M_{cf} = cst$	Détente isenthalpe : $H_3 = H_4$
	Vaporateur	$M_{cf} = cst$	$M_{cf} = cst$	Avec : $\varphi_{sa} = Q_{ev} + Q_p$ $\dot{Q}_{ev} = m_R \times (H_1 - H_A)$

L'influence de la température de condensation sur la performance technique du capteur est présentée sur la figure 4. Or, on note que l'augmentation de T_{cond} constitue des conditions défavorables pour le traitement de quantités importantes d'eau. Pour ce fait, on peut conclure qu'il est impératif d'analyser le pincement de températures entre le condenseur et l'évaporateur de la P.A.C pour conduire à une performance optimale. En conformité avec les définition du COP et du rendement, on note que T_{cond} est inversement proportionnelle à Q_{cond} . En effet, le COP se trouve réduit pratiquement de 70% lorsque le condenseur prend les températures respectives $T_{\text{cond}} = 358 \text{ K}$ et $T_{\text{cond}} = 388 \text{ K}$. Comparativement, on note que la pompe à chaleur à absorption donne des COP relativement faibles (~ 1.37) (Douani, 1989).

Influence du débit du réfrigérant sur l'efficacité du cristalliseur.

On remarque que la quantité d'eau à traiter par unité du temps dépend tout naturellement du débit de fluide réfrigérant laquelle est présentée à travers la figure 5. On voit clairement que cette dépendance est quasiment linéaire; or cette croissance affecte la taille de l'installation et par conséquent, le coût de l'investissement. Il ressort que la définition de la rentabilité économique impose la quantité d'eau salée à traiter. Il y a lieu de préciser que cette dernière dépend des conditions de fonctionnement et du flux utile (Q_{ev}) fourni par le capteur pour COP constants.

Influence du débit du réfrigérant sur le rendement et le débit de l'eau traitée.

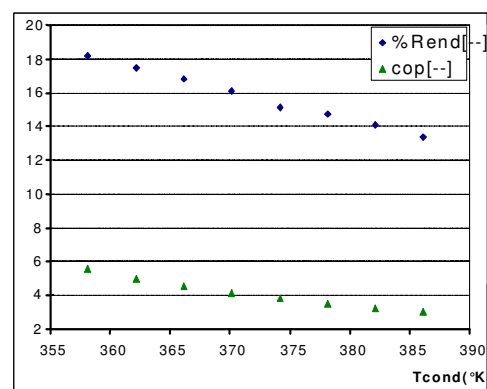


Fig. 4. Influence de la température T_{cond} sur la performance d'un système.

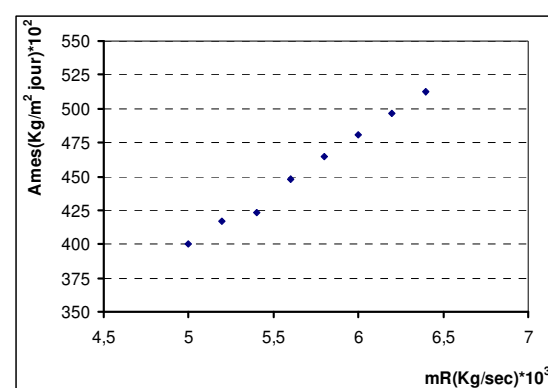


Fig. 5. Variation du débit de l'eau en fonction du débit du fluide réfrigérant.

$$T_{\text{ev}} = 50^\circ\text{C}, \quad T_{\text{pa}} = 30^\circ\text{C}, \quad m_R = 18 \text{ kg/h}, \quad T_{\text{cm}} = 40^\circ\text{C}, \\ x = 36.3 \text{ g NaCl/100 g d'eau}, \quad \theta = 45^\circ, \quad G = 1000 \text{ W/m}^2.$$

Compte tenu de l'interaction énergétique entre les différents éléments constitutifs de l'installation, nous avons jugé utile de présenter graphiquement la variation de la quantité d'eau traitée ainsi que le rendement du capteur solaire en fonction du débit du

fluide réfrigérant, laquelle fait l'objet de la figure 6. On constate que le débit d'eau salée et le rendement sont directement proportionnels au débit du fluide caloporteur. En effet, si toutes les grandeurs (T_{ev} , T_{cond} , X_{sal} , T_{pm} , T_{cm} et θ angle d'inclinaison) sont maintenues constantes, le résultat est parfaitement confirmé par l'analyse fonctionnelle des relations de bilans thermiques sur le condenseur (cristalliseur) et sur le capteur solaire. En outre, les équations de bilan enthalpique sur le fluide réfrigérant et celle du rendement s'écrivent :

$$m_s = m_R * \frac{\Delta H^{Vap}}{\Delta H_{ent}^{sort}} \quad (11)$$

$$\eta_{Cap} = \frac{m_R * \Delta H^{Vap}}{G * S_{Cap}} \quad (12)$$

On doit préciser que, suivant le schéma technologique adopté, l'eau évaporée est condensée à la température de l'eau sursaturée sortant du cristalliseur.

Influence de l'intensité du flux solaire incident sur le rendement du capteur.

L'énergie solaire transmise à la surface terrestre par rayonnement est d'une intensité qui avoisine le kilowatt par mètre carré. Pour dégager un aperçu sur son évolution diurne, nous avons présenté une courbe typique de la variation de la courbe typique de la variation de la densité du flux d'ensoleillement pour une journée standard durant la saison d'été sur la figure 7 et ce pour latitude de 45° (Bouhekima et al. 2000). De toute évidence, l'effet nuage n'a pas été pris en considération. Compte tenu de l'intérêt énergétique de l'évolution diurne du flux solaire incident, nous avons estimé suffisant de présenter l'influence de la variable G sur la performance du capteur à travers la figure 8. Pour un capteur solaire de surface donnée, le flux absorbé par la plaque croît naturellement compte tenu du fait qu'il ne dépend que des propriétés du milieu ϵ et τ . Si le flux utile est exclusivement dicté par les conditions de fonctionnement de la P.A.C, alors on a:

$$\phi_p = f(T_{pm} - T_{cm}) \quad (13)$$

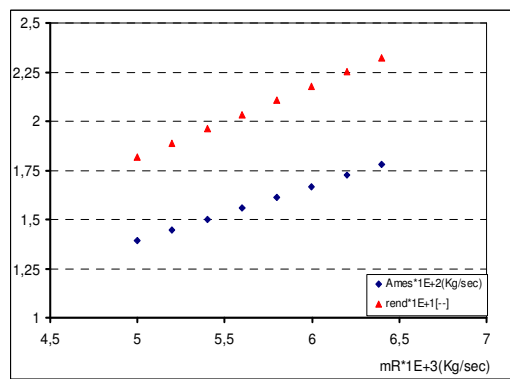


Fig. 6. Influence du débit du réfrigérant sur la performance du système.

$T_{ev} = 50^{\circ}C$, $T_{ps} = 30^{\circ}C$, $T_{cond} = 85^{\circ}C$, $T_{cm} = 29^{\circ}C$,
 $x = 36.3gNaCl / 100gd'eau$, $\theta = 45^{\circ}$, $G = 1000W / m^2$.

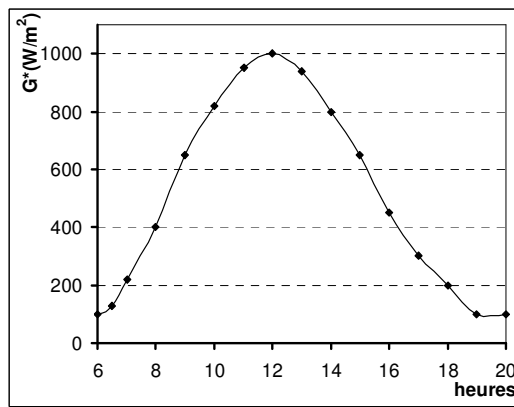


Fig.7. Variation diurne la densité du flux d'ensoleillement

Alors lorsque φ_{ab} passe du simple au triple $\frac{270}{727}$, on note que φ_p subit une croissance vertigineuse pour aller se quintupler. Il en découle que pour maintenir l'impact positif de G sur la performance du capteur, il y a lieu de contrebalancer cette régression par une augmentation de sa surface. On précise que pour un pincement $(T_{pm}-T_{cm})=10^\circ C$, le rendement est de ordre de 52%.

Influence de l'angle d'inclinaison θ sur le produit h^*S :

Dans un objectif théorique et compte tenu des possibilités offertes par le programme que nous avons rédigé en FORTRAN 90, nous avons testé la performance de l'installation en recourant aux deux types de détentes standard, à savoir:

- Détente isentropique ;
- Détente isenthalpe.

En effet, nous avons visualisé cet intérêt en étudiant leur influence la performance de l'installation (figure 9). Il ressort que (h^*S) se trouve, quintuplé lorsqu'on passe d'une détente isentropique à une détente isenthalpe dont les conséquences sont d'ordre purement économique car ce dernier est proportionnel à la surface d'échange et à l'intensité de turbulence introduite par le coefficient de transfert de chaleur h.

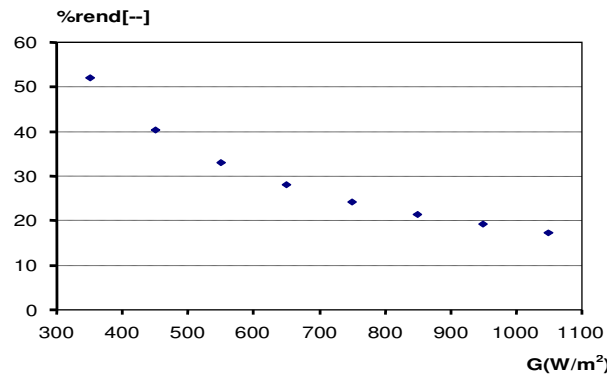


Fig. 8. Variation du rendement du capteur en fonction de la densité de flux solaire.
 $T_{ev}=50^\circ C, T_{pa}=30^\circ C, T_{cm}=40^\circ C, T_{cond}=85^\circ C$
 $m_R=18kg/h, x=363gNaCl/100gd'eau, \theta=45^\circ$

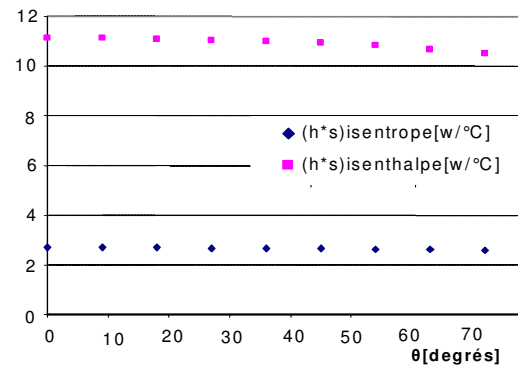


Fig. 9. Influence de l'angle d'inclinaison sur le produit (h^*S) .
 $T_{ev}=50^\circ C, T_{pa}=30^\circ C$
 $T_{cond}=85^\circ C, x=36.3gNaCl/100gd'eau$
 $T_{cm}=40^\circ C, m_R=0.005Kg/sec, G=1000W/m^2$

CONCLUSION

II

imperfections dues à la cinétique d'échange thermique et à la compression non isentropique sont à l'origine de la création de flux d'entropie dans le cycle. Les résultats essentiels obtenus mettent en évidence l'influence positive du débit du fluide réfrigérant sur le rendement du capteur, la quantité d'eau salée à traiter. On doit noter que la différence de température ($T_{pm} - T_{cm}$) affecte négativement la surface du capteur. Cependant, l'influence de la température à l'évaporateur joue en faveur d'une augmentation conséquente aussi bien du COP et celle du rendement du capteur solaire. Néanmoins, le produit h^*S et le rendement du capteur sont peu sensibles à la variation de l'angle d'inclinaison du capteur par rapport à la direction du rayon solaire incident.

SYMBOLES

M_r : Débit du fluide frigorigène	(kmol/h).
m_{cf}^0 : Débit massique.	(kg/sec).
$G_{(i,y)}^*$: Densité de flux solaire incident sur le capteur.	(W/m ²).
ΔH^{vap} : Enthalpie massique de vaporisation du fluide caloporteur.	(kcal/kg).
Q_{cond} : Puissance calorifique échangée au condenseur.	(kcal/h).
$Q_{év}$: Puissance calorifique échangée à l'évaporateur.	(W).
S : Surface d'échange du capteur.	(m ²).
T_{ref} : Température de référence.	(=273.15 K).
T_{pm} : Température moyenne de la paroi absorbante.	(°C)
T_{cond} : Température au condenseur.	(°C)
$T_{év}$: Température à l'évaporateur.	(°C)
T_a : Température de l'air extérieur.	(°C)
x : Titre massique en NaCl	(g. NaCl/ 100g.H ₂ O)
ϕ_{st} : Variation de l'enthalpie de la masse du fluide contenue dans le capteur.	
τ_{cz} : Coefficient de transmission de la couverture transparente par rapport au rayonnement solaire.	
α_{pz} : Coefficient d'absorption de la paroi.	

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- DesJardins R., 1988 "Le traitement des eaux ". Edition de l'école polytechnique de Montréal
- Bondelier., P., & Deronzier., J.C., 2000-2001 "*Procédés thermiques de dessalement à haut rendement* ", Groupe pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (G.R.E.Th); Commissariat à l'énergie Atomique (C.E.A)/ Grenoble; n°44 – Hiver, pp, 91.
- Anderson., J.V, Mitchell., J.W & Beckman., W.A. 1980 "A design method for parallel solar heat pump systems. ", Solar Energy. 25 (2): pp.155-163.
- Day., A.R , Karayiannis., T.G, 1994 "Solar-assisted heat pump research and development. ", Building Ser. Eng.Res. Technol. 15(2) : pp. 71-80
- Dietrich. E., Le Goff., P., 1986 "Pompe à chaleur à absorption avec stockage incorporé de l'exergie, Evaluations énergétique et économique. Revue Générale de Thermique, n° 293, pp.273-287.
- Programme d'Action Nationale sur la Lutte contre la Désertification, 2002. pp.11-15.
- Tchinda., R, Kaptouom., E., 2004 " Simulation numérique des performances d'un distillateur solaire fonctionnant en mode indirect ", "African Journal of Science and Technology", (AJST) , Vol. n° 5, n°1, pp. 79-91.
- Malik., M.A.S., Tiwari., G.N., Kumar., A. & Sodha., M.S. 1982 "Solar distillation", Indian Institute of Technology, New Delhi, India, Pergamon Press, 1^{ère} Edit. pp. 33-76.
- Hawllader., M.N.A, Prasanta., K. Dey, Sufyan., Diab, Chan. Ying Chung, " Solar assisted heat pump desalination system", Elsevier, Desalination 168 (2004), pp.49-54.
- Unterleutner., H. Huemer et F. Moser, "Search for optimal working fluids in high temperature heat pumps", International Congress of Refrigeration, Paris (1983).
- Douani., M, Lakredar., K.H. & Larbaoui., K. 2005 "Application du concept de l'exergie à l'analyse de la performance du système pompe à chaleur à compression – séchoir", JENM, Université de Ouargla, 15 & pp.71-82.
- Duffie., J.A., Beckman., W.A, 1980. " Solar engineering of thermal processes", J. Wiley and Sons, New York,
- Mooson Kwauk , 1956. "Specification of design variables", A. I. Ch. E. Journal, pp. 240-249.
- Robert., A. 1997 "ASHRAE Handbook." Chapitre 19. « Thermophysical properties of refrigerants » I-P Edit.. pp. 3-4.
- Douani., M., 1989 " Contribution à l'étude du couplage séchoir-pompe à chaleur à absorption fonctionnant avec le système eau-triéthylène glycol". Thèse de Doctorat., I.N.P.Toulouse. Oct.
- Bouchekima., B. et al. " Etude théorique et application pratique du distillateur solaire à film capillaire ". Int. J. Therm. Sci., (2000) 39, pp. 442-459.