

Etude paramétrique d'une installation de climatisation solaire à éjecteur

Boussad BOUMEDDANE^{1*}, Noureddine SAID²

¹Département de Mécanique Faculté de technologie, Université Saad DAHLAB BLIDA
BP 270, route de Soumaa 09000, BLIDA, Algérie

²Centre de développement des énergies renouvelables,
Route de l'Observateur, BO,62, Bouzaréah, Alger, Algérie

Résumé - Dans ce travail, une étude de modélisation de l'installation de climatisation munie d'un éjecteur et couplée à un collecteur du rayonnement solaire (CSP) est menée à travers un modèle précis qui intègre tous les composants de ce système pour déterminer les conditions optimales de fonctionnement. Le système envisagé comporte un bouilleur relié au collecteur solaire à concentration, un condenseur, un évaporateur et un éjecteur

Nomenclature

<i>COP</i>	coefficient de performance	<i>Symboles grecs</i>	
<i>A</i>	aire de section de l'éjecteur, m^2	ρ	masse volumique, kg/m^3
<i>D</i>	diamètre, m	η	rendement isentropique
<i>h</i>	enthalpie massique, J/kg	Δ	variation ou écart
<i>M</i>	nombre de Mach	ω	facteur d'entraînement de l'éjecteur
\dot{m}	débit massique, kg/s	<i>Indices, Exposants</i>	
<i>P</i>	pression, Pa	<i>c</i>	relatif au condenseur
<i>Q</i>	quantité de chaleur, J/kg	<i>e</i>	relatif à l'évaporateur
<i>S</i>	entropie massique, $J/kg.K$	<i>g</i>	relatif au générateur
<i>T</i>	température K ou $^{\circ}C$	<i>is</i>	processus isentropique
<i>V</i>	vitesse du fluide, m/s	<i>t</i>	section de col de tuyère
<i>X</i>	titre en vapeur du fluide		

1. Introduction

Durant la dernière décennie, une demande de confort accrue et des températures élevées en été, ont conduit à un fort développement de la climatisation dans les bâtiments. Ce développement de la climatisation est responsable d'un fort pic de consommation électrique en été, le système de production et le transport d'électricité se rapprochant parfois de ses limites de capacité, ce qui a entraîné des délestages fréquents de la part des sociétés de distribution d'électricité. Associés aux éventuelles fuites de fluides frigorigènes, ces pics de production électriques induisent une augmentation des émissions de gaz à effet de serre, accentuant le cercle vicieux du changement climatique.

D'autre part, le coût de l'énergie électrique étant très élevé et continuera à augmenter dans les années à venir, une solution alternative s'impose afin de réduire la consommation énergétique. Par ailleurs des techniques de rafraîchissement solaire existent et n'utilisent que de l'énergie solaire, très abondante dans notre pays. Alors, pourquoi ne pas utiliser l'énergie solaire pour maintenir durant l'été des conditions de confort dans nos bâtiments ?.

Dans ce travail il s'agit de modéliser un système de climatisation à éjection couplé à un collecteur de rayonnement solaire. Le système envisagé comporte un bouilleur relié au collecteur solaire, un condenseur, un évaporateur et un éjecteur. A la sortie du condenseur, le

fluide moteur est mis sous pression grâce à une pompe alors que le fluide générateur traverse un détendeur. Le cycle d'évolution du fluide thermodynamique est représenté sur la figure 1. La recherche de l'optimisation du fonctionnement de la machine et le choix du fluide frigorigène (fluide de remplacement non CFC) sera conduite à travers un modèle précis qui intègre tous les composants de ce système.

Ce modèle sera utilisé pour tester le comportement de la machine en fonctionnement réel selon la nature des fluides utilisés: fluides purs ou en mélange et les niveaux thermiques de la source de chaleur. Les performances d'une machine à éjection dépendent essentiellement de deux entités physiques: le taux d'entraînement de l'éjecteur d'une part, et les caractéristiques enthalpiques du fluide aux différents points du cycle, d'autre part. Ces entités physiques sont elles-mêmes fonction des niveaux de température du fluide frigorigène, donc des caractéristiques de la source chaude (collecteur solaire) et du comportement thermodynamique des différents échangeurs: bouilleur, condenseur et évaporateur.

2. Modélisation de l'installation de climatisation à éjecteur

Nous nous proposons dans le cadre de cette étude de modéliser une machine de climatisation fonctionnant totalement à l'énergie solaire. En raison du caractère périodique de l'énergie solaire, nous avons choisi un fonctionnement discontinu pour cette installation. Ce type d'installation est très fiable par rapport à un système en fonctionnement continu, parce qu'elle ne comporte pas de pièces en mouvement, la commande étant assurée uniquement par l'énergie solaire. Le dispositif retenu permet d'obtenir des températures adaptées à la climatisation (4 à 6°C) sans difficulté et avec un rendement conséquent. La captation solaire est composé d'un (ou plusieurs) collecteur parabolique composé CPC et qui alimente en chaleur le générateur de la machine.

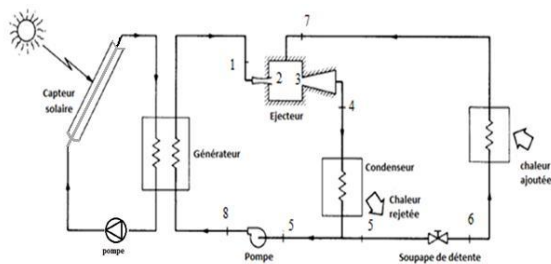


Figure 1 : Schéma de l'installation de climatisation solaire à éjecteur

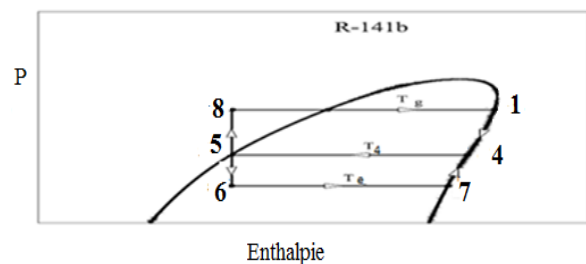


Figure 2 : cycle de réfrigération

La machine comporte outre le générateur, un condenseur, un éjecteur et un évaporateur. Au niveau de l'évaporateur on dispose des frigories correspondant à la chaleur latente d'évaporation du réfrigérant et donc de la capacité frigorifique de la machine. Le composant original de la machine est l'éjecteur. L'étude proposée permettra de mettre en évidence les caractéristiques de fonctionnement de l'éjecteur, notamment ses différents régimes d'écoulement et de déterminer une loi de comportement prenant en compte les caractéristiques physiques du fluide et géométriques de l'éjecteur.

Le fluide frigorigène utilisé dans cette étude est le R141b grâce à ces propriétés remarquables même à des températures élevées. D'après l'étude menée par Lallemand [1], on remarque que le réfrigérant R141b délivre un COP important par rapport aux autres réfrigérants. De plus le R141b possède un ODP potentiel de destruction de la couche d'ozone très faible en plus de son GWP potentiel de réchauffement global acceptable.

2.1. Modélisation du concentrateur solaire parabolique CSP

Du au mauvais rendement des capteurs solaires plans pour des températures supérieures ou égales à 80°C, nous avons opté dans cette étude sur l'utilisation des concentrateurs solaire parabolique qui permettent d'atteindre des températures très élevées au générateur pour permettre une amélioration très significative du coefficient de performance du système. De plus avec les systèmes à concentration, on peut stocker de la chaleur dans des réservoirs de grande capacité pour permettre d'étaler la durée de fonctionnement du système même après le coucher du soleil.

Pour le calcul du bilan énergétique, on devrait tenir compte des hypothèses suivantes.

- La forme de la parabole est symétrique.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- Les échanges par conduction dans l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
- L'effet d'ombre du tube sur le miroir est négligeable.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti

Entrées	Formules	Sorties	désignation
ρ, k, μ V, D_g	$h_{c,c-a} = h_w = (Nu)k/D_g$ $Nu = 0,3(Re)^{0,6} = 0,3(\rho V D_g / \mu)^{0,6}$	Nu $h_{c,c-a}$	Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance
ε_g, T_g, T_a	$h_{r,c-a} = \varepsilon_g \sigma (T_g + T_a) (T_g^2 + T_a^2)$	$h_{r,c-a}$	Coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'ambiance
T_r, T_g $\varepsilon_r, \varepsilon_g$ A_r, A_g	$h_{r,r-c} = \frac{\sigma (T_r^2 + T_g^2) (T_r + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_g} \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)}$	$h_{r,r-c}$	Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre
$h_{c,c-a}$ $h_{r,c-a}, h_{r,r-c}$	$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a})} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1}$	U_L	Coefficient de perte thermique
U_L D_e, D_i h_{fi}	$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_e}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_e \ln \frac{D_e}{D_i}}{2k} \right)}$	F'	Facteur d'efficacité du miroir
F' \dot{m}, c_p	$F_R = \frac{m c_p}{A_r U_L} \left[1 - e^{-\left(\frac{A_r U_L F'}{m c_p} \right)} \right]$	F_R	Facteur de dissipation de la chaleur
η_{op}, B_{oc} A_a T_i, T_{amb}	$Q_u = F_R (\eta_{op} I_D A_a - U_L A_r (T_i - T_{amb}))$ $\eta_{opt} = \eta_0 = 0,762 - 0,2125 \left(\frac{\Delta T}{I_D} \right) - 0,001672 \frac{\Delta T^2}{I_D}$	Q_u	La quantité d'énergie transmise au fluide caloporteur
Q_u	$Q_u = \dot{m} c_p (T_o - T_i) ; T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m} c_p}$ $\eta_{th} = \frac{Q_u}{I_d A_a}$	T_o	Température sortie collecteur

Tableau 1 : Equations utilisées pour le modèle du concentrateur.

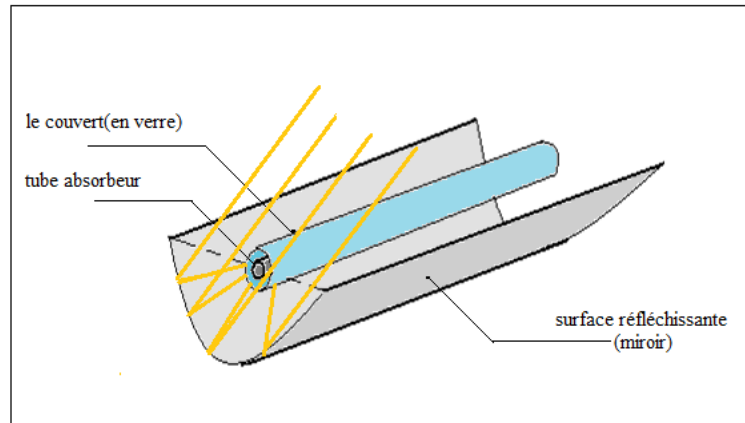


Figure 3 : schéma d'un concentrateur solaire parabolique

2.2. Modélisation de l'éjecteur

La modélisation de l'éjecteur est basée sur un modèle monodimensionnel à pression constante [2] où le mélange se produit dans le mélangeur à pression uniforme.

L'analyse monodimensionnelle de l'éjecteur repose sur les hypothèses suivantes

- Le fluide de travail est considéré comme un fluide parfait avec paramètres C_p et γ constants
- L'énergie cinétique des flux primaire et secondaire est négligeable.
- L'écoulement est stationnaire
- Les relations d'écoulement isentropique dans un conduit à section variable sont employées comme approximation.
- Les flux primaire et secondaire se mélangent à la section y-y à pression uniforme
- Une onde de choc de recompression se forme à la section m-m
- Les parois internes de l'éjecteur sont adiabatiques.
- La sortie de l'éjecteur est reliée au condenseur.

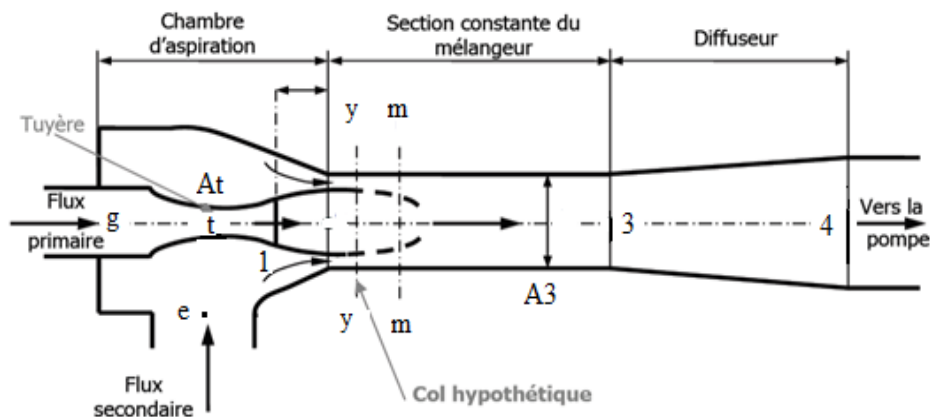


Figure 4 : Schéma de l'éjecteur

Pour obtenir une pression de sortie P_4 égale à la pression du condenseur on doit faire varier les dimensions de l'éjecteur à savoir les diamètres de la section de mélange et du col. Contrairement à l'éjecteur à géométrie fixe, l'éjecteur à géométrie variable fournit de meilleures performances.

	entr	Formules		sort
g	A_t T_g ; P_g	$\dot{m}_p = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \sqrt{\eta_p}$	$h_{p1} = h_g - \eta_p (h_g - h_{g1})$	\dot{m}_p
1	A_{p1}	$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}$	$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4)$	M_{p1} P_{p1}
Sy	P_e	$M_{sy} = 1$	$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$	P_{sy}
Py	P_{py} M_{p1} A_{p1}	$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad P_{py} = P_{sy}$	$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\varphi_p}{M_{py}}\right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2\right)\right]^{\frac{(\gamma+1)/2}{(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}}\right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)\right]^{\frac{(\gamma+1)/2}{(\gamma-1)}}}$	M_{py} P_{py} A_{py}
y-y	A_3	$A_{py} + A_{sy} = A_3$ $\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \sqrt{\eta_s}$	$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2$ $\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2$	A_{sy} \dot{m}_s T_{py} T_{sy}
m	\dot{m}_p \dot{m}_s T_{py} T_{sy}	$\varphi_m (\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) V_m$ $\dot{m}_p (c_p T_{py} + V_{py}^2/2) + \dot{m}_s (c_p T_{sy} + V_{sy}^2/2)$ $= (\dot{m}_p + \dot{m}_s) (c_p T_m + V_m^2/2)$	$\varphi_m = \begin{cases} 0.80 & \text{si } A_3/A_t > 0.83 \\ 0.82 & \text{si } 0.69 < A_3/A_t < 0.83 \\ 0.84 & \text{si } A_3/A_t \leq 0.69 \end{cases}$ $V_{py} = M_{py} \sqrt{\gamma r T_{py}} \quad V_{sy} = M_{sy} \sqrt{\gamma r T_{sy}}$	V_m T_m
m	V_m T_m	$M_m = V_m / \sqrt{\gamma r T_m}$	$P_m = P_{sy} = P_{py}$	M_m P_m
3	M_m P_m	$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1)$	$M_3^2 = \frac{1 + (\gamma-1)/2 M_m^2}{\gamma M_m^2 - (\gamma-1)/2}$	P_3 M_3
4	P_3 M_3	$\frac{P_4}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$	$U = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$	P_4 ω

Tableau 2 : Equations utilisées dans le modèle de l'éjecteur

2.3. Modélisation de la cuve de stockage

Le bilan énergétique de la cuve de stockage s'écrit :

$$(MC_p)_{st} \frac{dT_s}{dt} = Q_u - Q_p - Q_s$$

avec : Q_u l'énergie utile transmise au fluide stockée , Q_p les pertes thermiques de la cuve vers l'ambiance et Q_s l'énergie soutirée à la cuve et transmise au générateur (bouilleur $Q_s = Q_g$).L'énergie utile récupérée par le capteur solaire cylindro parabolique Q_u est fonction des caractéristiques du capteur et est donnée par la relation suivante.

$$Q_u = F_R \left(\eta_{op} I_D A_a - U_L A_r (T_i - T_{amb}) \right)$$

Après réarrangement et intégration, on obtient une expression qui représente la variation journalière de la température de stockage en fonction du temps, tel que:

$$T_{sn} = T_{sa} + \frac{\Delta t}{(MC_p)_{st}} \left(Q_u - Q_s - (UA)_s (T_{sa} - T_{amb}) \right)$$

La variation de la température de stockage dépend de la variation journalière de la température ambiante et de l'éclairement solaire, mais reste fortement liée au caractéristiques du capteur solaire CSP.

3. Résultats et commentaires

La détermination du coefficient de performance de l'installation complète (figure1) comprenant le système de captation et de concentration de l'énergie solaire , la machine de climatisation et la cuve de stockage est faite d'une manière découplée. Le COP_{sys} est déterminée donc de la manière suivante

$$COP_{sys} = COP_{ej} * \eta_{csp}$$

Pour obtenir un maximum de performance, la machine de climatisation est munie d'un éjecteur à section variable. Chaque point de fonctionnement est caractérisé par un éjecteur particulier ayant des dimensions permettant d'obtenir à sa sortie une pression égale à la pression critique du condenseur. L'étude paramétrique menée a permis de déterminer les conditions optimales de fonctionnement

3.1. Influence de la température du générateur

Contrairement aux éjecteurs à géométrie fixe, les éjecteurs à géométrie variable permettent d'obtenir des COP important au fur et à mesure de l'augmentation de la température du générateur. Cela est rendu possible grâce à l'utilisation des capteurs solaire à concentration CSP capable d'atteindre des températures importantes sans perte significative de rendement. La température du condenseur est prise égale à 31,5°C et celle de l'évaporateur de 8°C.

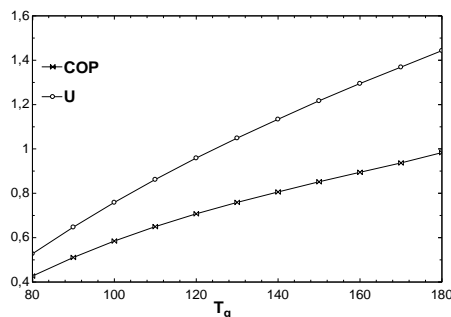


Figure 5 : variation du COP et du taux d'entraînement

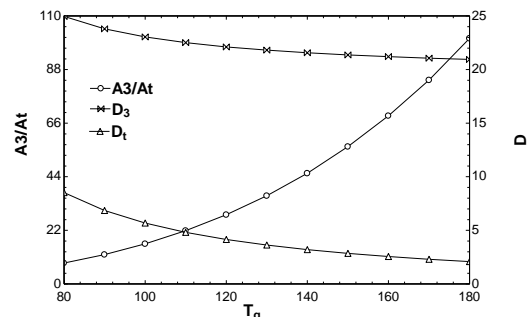


Figure 6: variation de la géométrie

3.2. Influence de la température du condenseur

En raison de l'augmentation du diamètre du col de l'éjecteur, le débit primaire qui est une fonction de la section du col s'ensuit et par voie de conséquence la puissance du générateur s'accroît et entraîne une diminution du COP. En conséquence toute augmentation de la pression du condenseur engendre une diminution des performances du système. $T_g = 150^\circ\text{C}$, $T_e = 8^\circ\text{C}$

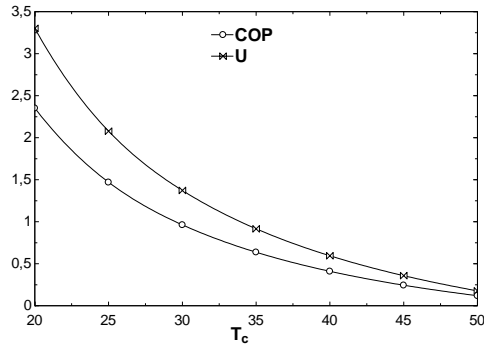


Figure 7: variation du COP et du taux d'entraînement

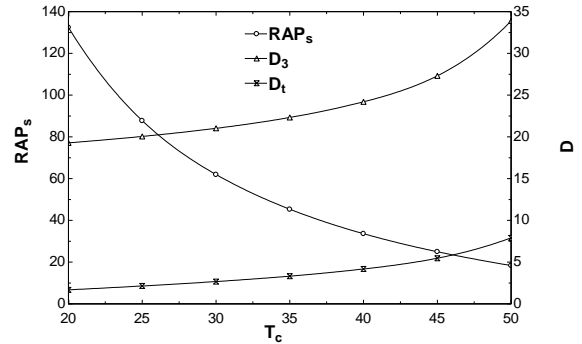


Figure 8: variation de la géométrie

3.3. Influence de la température de l'évaporateur

L'évaporateur se comporte comme le générateur, car pour les deux cas le diamètre du col de la tuyère primaire décroît avec l'augmentation de la température de l'évaporateur. (voir figures 9 et 10). Le rapport A3/At augmente dans les 2 cas pour assurer une pression à la sortie de l'éjecteur égale à la pression à l'entrée du condenseur. Le taux d'entraînement U augmente et le COP s'améliore sensiblement. Les deux entrées de l'éjecteur (générateur et évaporateur) ont la même influence sur le comportement de l'éjecteur à géométrie variable où la puissance de réfrigération est fixée dans tous les cas à 10KW. $T_g = 150^\circ\text{C}$, $T_c = 25^\circ\text{C}$

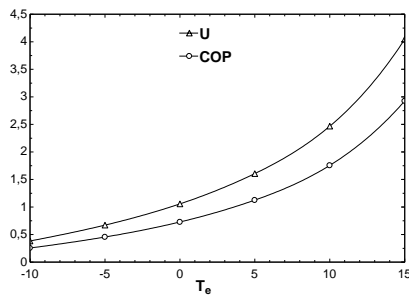


Figure 9: variation du COP et du taux d'entraînement

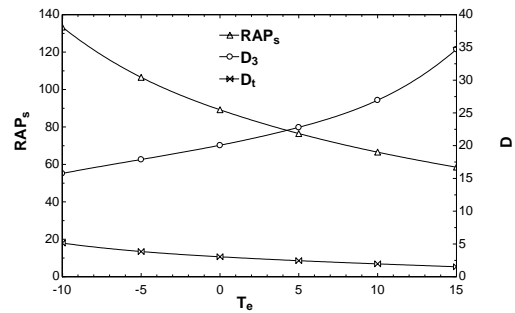


Figure 10: variation de la géométrie

3.4. Evolution du COP_{sys} en fonction du temps

En tenant compte du rendement du concentrateur solaire parabolique, le coefficient de performance de l'installation est réduit presque de moitié. La simulation dynamique est effectuée pour la journée du 21 Juin (solstice d'été) pour une cuve de stockage de 1000 litres remplie d'huile (terminol). Le soutirage de chaleur (climatisation) de la cuve commence à 10h et les pertes sont prises égales à 12 Watt/K. la température à l'intérieur de la cuve reste dans la plage $150^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ pour des puissances respectives de 10Kw pour l'évaporateur et 17KW pour le générateur.

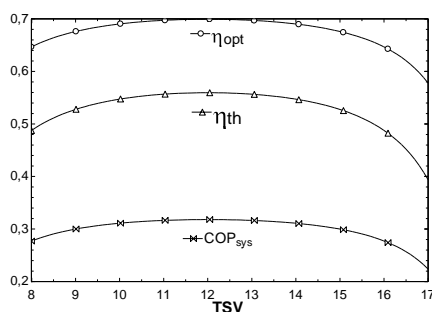


Figure 11: variation du COP et du rendement du collecteur

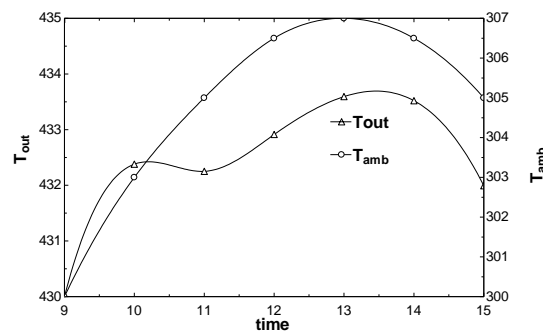


Figure 12: variation de la température de la cuve de stockage

4. Conclusion

Cette étude nous a permis de montrer que les meilleures performances sont atteintes lorsque le facteur d'entraînement est important. L'étude de l'écoulement dans l'éjecteur nous a permis de conclure que pour atteindre des valeurs élevées du taux d'entraînement, il vaut mieux augmenter la température du milieu à refroidir que d'augmenter la température du bouilleur. De plus, on a remarqué que l'éjecteur à géométrie variable permet d'atteindre de meilleures performances par rapport à l'éjecteur à géométrie fixe. Pour la partie concernant les capteurs solaires, l'étude montre que l'utilisation des concentrateurs solaires paraboliques permettent des montées importantes en température dans le générateur sans que le rendement en soit affecté. L'utilisation de cuve de stockage de grande capacité avec un fluide ayant une chaleur spécifique élevée permet de réduire les fluctuations de température à l'intérieur de cette dernière. La climatisation solaire à éjecteur permet de remédier en été dans les zones non raccordées au réseau d'apporter un confort sensible dans les habitations.

Références

- [1] R. Dorantes A.Lallemend, Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation solaire à éjecto-compresseur, Revue internationale du froid Vol 18, N°1 1995
- [2] B.J. Huang & al, A 1-D Analysis of ejector performance, International Journal of Refrigeration, 22 (1999), pp 617-625
- [3] N. Al-Khalidy & al, An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, International Journal of Refrigeration, 21(1998), pp 354-364
- [4] J.M. Abdulateef & al, Review on solar-driven ejector refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13 (2009), pp. 1338 - 1349
- [5] K. Chunnanond, S. Aphornratana Ejectors: applications in refrigeration technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8 (2004), pp. 129 - 155
- [6] X. Ma, W. Zhang & al, Experimental investigation of a novel steam ejector refrigerator suitable for solar energy applications, Applied Thermal Engineering, 30 (2010), pp. 1320 - 1325
- [7] Xiangjie chen & al, recent developments in ejector refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 19 (2013), pp 629-651
- [8] P.Srikhirin & al, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5 (2001), pp. 343 - 372
- [9] I.W Eames & al, A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator, International Journal of Refrigeration, 18 N°6 (1995), pp 378 - 386