

Article original

Etude thermodynamique d'un fluide frigorigène soumis au cycle de Rankine organique, pour la production d'énergie électrique

THERMODYNAMIC STUDY OF A REFRIGERANT SUBMITTED TO THE ORGANIC RANKINE CYCLE FOR THE PRODUCTION OF ELECTRICAL ENERGY

AHOUANNOU C. *, OSSENI S. O., SANYA E. A., CHITOU N.

Université d'Abomey-Calavi (UAC), Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi (EPAC), Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Appliquées (LEMA)

**Auteur correspondant, E-mail : ahouannou_clem@yahoo.fr*

Tél. 97603323 / 90901785 ; Fax 21360199

RESUME

Le présent article est consacré à l'étude de la production d'énergie électrique à partir de la concentration de l'énergie solaire thermique sur un fluide frigorigène, qui assure le transfert de chaleur suivant un cycle de Rankine organique (ORC). Le fluide frigorigène, R245fa, a été exploré dans cette investigation et retenu comme fluide de travail, au regard de ses performances thermiques, et de sa température de vaporisation. Les résultats obtenus à l'issue de la simulation montrent que les températures du fluide et de l'absorbeur sont relativement élevées et bien voisines lorsque de faibles débits d'écoulement sont utilisés. Pour le fluide R245fa, nous avons enregistré des températures de l'ordre de 156, 80 et 37 °C, pour des débits d'écoulement respectifs de 0,01, 0,05 et 0,1 kg/s. La production d'énergie électrique du système étudié est évaluée et les besoins électriques de l'ordre 100 à 300 Watts peuvent être satisfaits sur une durée d'ensoleillement de 6 h/jour, et pour un débit du fluide de 0,01 kg/s.

Mots clés : concentrateur Solaire, fluide caloporteur, Cycle de Rankine Organique, simulation, production électrique.

ABSTRACT

This article is devoted to the study of the production of electrical energy from the concentration of solar thermal refrigerant, which provides heat transfer in an organic Rankine cycle (ORC). Refrigerant, R245fa, was explored in this investigation and retained as working fluid, in terms of its thermal performance, and its vaporization temperature. The results obtained after the simulation show that the temperatures of the fluid and the absorber are relatively high and good neighbors when low flow rates are used. R245fa to the fluid, we recorded temperatures on the order of 156, 80 and 37 °C, flow rates for respective of 0.01, 0.05 and 0.1 kg / s. The electric power system is evaluated and studied electrical needs around 100-300 Watts can be met on a sunshine duration of 6 h / day, for a fluid flow of 0.01 kg / s.

Keywords: solar thermal, concentrator, organic fluid, simulation, electricity.

INTRODUCTION

La consommation énergétique primaire mondiale reste dominée par l'utilisation des énergies fossiles, avec des conséquences économiques et environnementales de plus en plus préoccupantes. Les pays en développement ne sont pas en marge de ces difficultés. Dans ce contexte, l'utilisation des énergies renouvelables est fortement recommandée. Le soleil est la source d'énergie renouvelable la plus abondante. Elle est gratuite et inépuisable. La production électrique basée sur la concentration du rayonnement solaire est une idée très prometteuse pour les pays en développement (Mortaza, 2010). Pour une production électrique basée sur le principe du cycle de Rankine, le concentrateur cylindro-parabolique se présente comme une solution idéale, devant la tour solaire et le concentrateur parabolique, grâce à son développement avancé et à la gamme des températures qu'il permet d'atteindre. L'optimisation d'un tel système dépend avant tout de la maîtrise du comportement thermodynamique du fluide caloporteur à travers les différents organes de l'installation. Plusieurs études ont montré l'influence des propriétés thermodynamiques du fluide de travail sur les performances d'une unité du cycle de Rankine organique (ORC). Le fluide de travail doit être approprié pour les

systèmes de concentrateurs cylindro-paraboliques à basse température, qui permettent de générer de l'électricité, avec des rendements convenables (Gama et al., 2008). Le présent article analyse le cycle thermodynamique d'une mini-centrale solaire thermique à concentration fonctionnant suivant l'ORC. Il permet de juger la faisabilité d'une mini-centrale solaire (CSP) de production électrique dans les pays au sud du Sahara. Les conditions météorologiques de l'étude sont celles de la ville de Bohicon, où les données sont les plus défavorables du pays, surtout pendant le mois de décembre (Judex et al., 2009).

MATERIELS ET METHODES **Unité de production électrique**

La figure 1, présente les différentes composantes d'une CSP, à basse température, fonctionnant suivant le principe d'ORC.

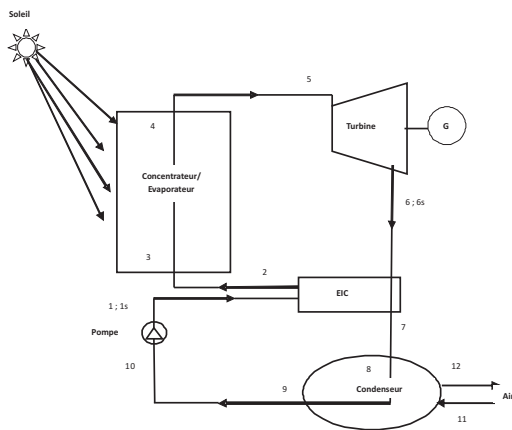


Figure 1 : Unité solaire de production électrique

Le concentrateur à miroir cylindro-parabolique avec son absorbeur joue un rôle important dans la centrale. C'est un capteur solaire à concentration, à foyer linéaire utilisant un réflecteur cylindro-parabolique. Les rayons solaires réfléchis sont concentrés sur l'absorbeur, réalisé dans un matériau sélectif et peint en noir mate. Le fluide caloporteur circule dans l'absorbeur et transfère la chaleur emmagasinée vers les autres composants du système. Ce fluide peut atteindre des températures relativement élevées de l'ordre de 100 à 200 °C, selon l'efficacité du concentrateur/évaporateur et les exigences météorologiques du site d'implantation. L'énergie calorifique transférée au fluide assure sa vaporisation et la vapeur sèche produite est envoyée dans la turbine, qui dans un mouvement de rotation entraîne un alternateur pour la production d'électricité. Ce type de capteur connaît de nos jours un développement très avancé.

Fluides caloporteurs

L'étude a porté sur les fluides à courbe de saturation isentropique (Defoer, 2008) ayant de bonnes performances thermodynamiques. A la différence du cycle de Rankine à vapeur, l'ORC utilise un fluide qui possède un point d'ébullition très bas (tableau I). Il est plus approprié pour des sources de chaleur à basse température (Chekirou et al. 2007 ; Gama et al, 2008). Comme l'ont suggéré Saleh et al. (2007) ; Defoer (2008) ; Lakew et Bolland (2010), les mélanges zéotropes sont les plus intéressants à cause du phénomène de glissement de la température ; mais ils ne sont pas adaptés pour les petits systèmes thermodynamiques. Les fluides qui peuvent être utilisés dans un dispositif d'ORC sont par exemple, les réfrigérants (R134a, R123, R245fa) et les hydrocarbures (n-pentane, iso-pentane, butane, hexane, toluène) (Grebekov et al., 2004). Pour notre étude, nous avons testé quatre fluides organiques purs présentés dans le tableau I, dont les impacts sur l'environnement sont réduits (Calm et al., 2001).

Tableau I : Paramètres caractéristiques de quelques fluides frigorigènes. Tiré de Calm et Hourahan (2001)

Fluides	Masse (g/mol)	T _{éb} (°C)	T _{cr} (°C)	P _c (MPa)	-	OD P	GWP
R134a	102,03	-26,1	101,1	4,06	A1	0	1300
R245fa	134,05	15,1	154,1	4,43	B1r	0	950
Hexane	86	*	234,1	30,123	*	*	*
Butane	58,12	-0,5	152	3,80	A3	0	20

(*) : Ces valeurs ne sont pas précisées ; ODP : Potentiel de destruction de la couche d'ozone

GWP : Potentiel de réchauffement global de la planète (en termes d'années).

Le R245fa a été retenu comme fluide de travail pour l'unité de production électrique. Il est bien adapté pour les

systèmes de concentration/évaporation et permet d'améliorer la performance technique de ce dernier (Tchanche et al., 2010).

Méthodes

La simulation de modèles de fonctionnement des différentes composantes du cycle de Rankine organique est nécessaire pour apprécier et optimiser les paramètres de fonctionnement du système. Plusieurs études ont montré l'influence des propriétés thermodynamiques des fluides organiques sur une unité d'ORC (Saleh et al., 2007 ; Lakew, 2010). Le logiciel Fluidprop couplé à Matlab a été utilisé pour simuler les valeurs admissibles des paramètres de fonctionnement de la CSP. Pour porter le fluide de travail jusqu'à la température de vaporisation, il faut que le concentrateur reçoive une quantité de chaleur suffisante issue du rayonnement solaire.

Calcul de l'éclairement

Le rayonnement solaire direct reçu par le réflecteur du concentrateur est exprimé par (Duffie et al., 1981) :

$$S_{in}^* = \frac{S^*}{\sin(h)} [\cos(h) \sin(i) \cos(az - \gamma) + \sin(h) \cos(i)] \quad (1)$$

avec, h : hauteur du soleil ; i : angle d'inclinaison ; az : angle azimutal (°) et γ : l'angle d'inclinaison dont la valeur est nulle dans les régions équatoriales ;

Dimensionnement du concentrateur

L'équation de la parabole génératrice du concentrateur cylindro-parabolique est de la forme : $y^2 = 4 \cdot F \cdot x$ (2)

Elle permettra de déterminer la longueur du réflecteur.

Détermination de la distance focale F

Le calcul de F et a (ouverture de la parabole) fait intervenir l'angle d'ouverture qui est aussi une inconnue. La concentration géométrique moyenne pour un angle d'ouverture (Φ) est : $C_g = 100 \sin^2 \Phi_r$ (3)

Pour des raisons de symétrie, nous avons considéré cet angle dans l'intervalle de 0 à $\frac{\pi}{4}$, d'où $\Phi_{max} \in \left[\frac{\pi}{8}; \frac{\pi}{4}\right]$, afin d'obtenir des concentrations géométriques > 50 .

En un point quelconque de la parabole d'ouverture (a), l'angle d'ouverture (Φ) est donné par :

$$\Phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{8 \left(\frac{F}{a} \right)}{16 \left(\frac{F}{a} \right)^2 - 1} \right] \quad (4)$$

De l'expression (4) on peut déduire :

$$16x^2 - 8x - \tan \Phi_r = 0; x = \frac{F}{a} \quad \text{Puisque } \Phi_{max} \in \left[\frac{\pi}{8}; \frac{\pi}{4}\right]$$

, alors $\tan \Phi_r$ est positif, et le discriminant (Δ) est positif

$$\text{conséquent } > 0, \text{ d'où : } F = \left(\frac{8 + \sqrt{\Delta}}{32} \right) a.$$

Longueur de l'arc de la parabole s'

$$s' = \left[\frac{a}{2} \sqrt{\left(\frac{4h}{a} \right)^2 + 1} \right] + 2F \ln \sqrt{\left(\frac{4h}{a} \right)^2 + 1} \quad (5)$$

• Diamètre (D_e) et Longueur du réflecteur (L_c)

Le diamètre (D_e) est formé par la projection de tous les rayons incidents réfléchis par la surface du capteur:

$$D_e = \frac{a \sin 0,267}{\cos \Phi_r} \quad L_c = \frac{4 \times \pi \sin(\Phi_r/2)}{1 + \cos(\Phi_r/2)}$$

* Aire de la surface d'ouverture de la parabole (A₀) et de la surface réflectrice (A_{réf})

$$A_0 = \frac{2ah}{3} \quad ; A_{ref} = L_c \times s'$$

* Performances optiques

L'énergie optique Q_{abs} atteignant la surface de l'absorbeur, est donnée par : Q_{abs} = η_{opt} × Q_{ref} ;

$$Q_{ref} = Id \times A_{ref} \quad ; \quad \eta_{opt} = \alpha_{abs} \times \rho'_{ref}$$

avec : Q_{ref} : Energie captée par le réflecteur,

Id : Eclaircissement direct, η_{opt} : Rendement optique du réflecteur, α_{abs} : Facteur d'absorption de la surface de l'absorbeur (la valeur pour le cuivre est 0,95), ρ'_{ref} : Facteur de réflexion de la surface du réflecteur, réalisée en miroir diélectrique a pour valeur 0,99.

Rendement du Concentrateur

Il est donné en fonction des énergies totales perdue et absorbée au niveau du concentrateur

$$\eta_{conc.} = \left(1 - \frac{Q_{pert}}{Q_{abs,fl}} \right) = \eta_{opt} * \eta_{abs} * \eta_{th,fl}$$

Estimation des paramètres thermodynamiques du fluide de travail

Les hypothèses suivantes sont faites lors de la simulation des modèles : la température d'évaporation T_{ev} est un paramètre d'entrée, elle ne doit pas dépasser la valeur de la température critique du fluide de travail ; la surchauffe à la sortie de l'évaporateur et le sous-refroidissement au condenseur sont respectivement de : SC = 5 °C et SR = 5 °C. L'efficacité de la turbine, de la pompe, du condenseur et du récupérateur sont respectivement de : η_{turb.} = 0,7, η_{pomp.} = 0,7, η_{rec.} = 0.8 et η_{alter.} = 0,85. La température de condensation est donnée par la formule T_{cond} = T_{amb} + ΔT. La valeur ΔT est le pincement observé au condenseur. De même, la pompe impose le débit d'écoulement du fluide, la turbine impose une pression d'entrée et sa température de sortie, l'absorbeur/évaporateur impose la surchauffe du fluide et la pression de sortie de la pompe, le condenseur impose la pression de sortie de la turbine et la pression d'entrée de la pompe. En réfrigération, les pincements peuvent prendre des valeurs dans la plage de 5 à 10 K (Cengel et al., 1989). Les fluides de travail retenus sont des frigorigènes, et la valeur du pincement au condenseur est égale à 10 K.

Calcul des points caractéristiques de l'ORC

Le cycle thermodynamique est identifié avec dix (10) points caractéristiques reproduits par la figure 1 :

Point 1s (isentropique) et le Point 1

Le point 1 est la sortie réelle de la pompe, et on peut écrire que : P₁ = P₃, S_{1s} = S₁₀ et P_{1s} = P₄. De même

$$h_1 = \frac{h_{1s} - h_{10}}{\eta_{pomp.}} + h_{10}$$

Point 2, (sortie du récupérateur)

$$P_2 = P_4 \quad \text{et} \quad h_2 = h_1 + \eta_{rec} \times Cp \times (T_6 - T_1)$$

Avec, η_{rec} : rendement du récupérateur et Cp : chaleur massique du fluide de travail à pression constante. Si (Cp₁ > Cp₆) alors Cp = Cp₆ ; si non, Cp = Cp₁.

Point 3

A l'entrée de l'absorbeur/évaporateur, le titre de vapeur (q) du fluide est nul. Nous utilisons alors les paramètres d'entrée T₃ (pour la température) et q (pour le titre).

Point 4

La fin de l'état diphasique est déterminée par la température T₄ et le titre q = 1.

Point 5

Les entrées seront la pression P₅ et la température T₅, telles que : P₅ = P₄ ; T₅ = T₄ + SC.

Point 6s et le Point 6

P_{6s} est le point de sortie isentropique du fluide de travail au niveau de la turbine. Les entrées du calculateur sont l'entropie s₅ et la pression P_{6s}. Le point 6 représente la sortie réelle du fluide au niveau de la turbine. Les paramètres considérés sont s₆, et P₈.

Point 7

$$P_7 = P_8 \quad \text{et} \quad h_7 = h_6 - \eta_{rec} \times Cp \times (T_6 - T_1) \quad (14)$$

Point 8

Un titre de vapeur (q) = 1 ; T₈ = T_{cond.}

Point 9

C'est la fin de l'état diphasique au condenseur. Le fluide est liquide et donc le titre de vapeur est (q) = 0 ; T₉ = T_{cond.}

Point 10

P₁₀ = Pression au point 8 ; T₁₀ = (T_{cond.} - SR).

Bilans thermiques

Les hypothèses suivantes sont considérées dans le calcul du bilan thermique : le fluide caloporteur est incompressible en phase liquide, l'écoulement est permanent et unidirectionnel, les variations temporelles dans l'épaisseur de l'absorbeur et l'effet de l'ombre de l'absorbeur sur le miroir

sont négligeables et le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti. Dans le cas d'un absorbeur non couvert, astreint à un régime transitoire, les pertes thermiques sont à considérer.

Fluide :

$$(\rho C_p A)_{\text{fluide}} \frac{dT_1}{dt} = -(\rho C_p \dot{V}(t))_{\text{fluide}} \frac{dT_1}{dz} + \pi D_i h_{fi} (T_2 - T_1)$$

$$T_1(0, t) = T_e \quad (15)$$

avec, $T_1(z, 0) = T_{\text{amb}}$,

$h_{fi} = \frac{Nu \times \lambda_{fl}}{D_i}$: le coefficient de convection interne, A : section du fluide à l'intérieur de l'absorbeur, V : volume de fluide qui s'écoule, dz : la longueur élémentaire de l'absorbeur.

Absorbeur : $(\rho C_p A L)_{\text{abs}} \frac{dT_2}{dt} = Q_{\text{abs}}(t) - \pi L_{\text{abs}} D_i h_{fi} (T_2 - T_1)$
Avec : $T_2(z, 0) = T_{\text{amb}}$, A et L : respectivement section du tube de l'absorbeur et sa longueur.

Détermination des rendements thermique du système

Comme l'ont suggéré Cengel et Boles (1989) ; Teyeb et al., (2006), les rendements thermiques du cycle de Carnot et du cycle réel d'un système thermodynamique sont donnés par : $\eta_{th, \text{carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{amb}}}$ (17) $\eta_{th, \text{cycle}} = \frac{W_{\text{net}} - W_{\text{pomp}}}{W_{\text{net}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_2)}{h_3 - h_1}$ (18)

Dans la pratique, les processus ne sont pas adiabatiques. Les pertes thermiques sont enregistrées au niveau de la turbine et de la pompe ; le rendement du cycle devient :

$$\eta_{\text{prati, cycle}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{Q}_{\text{amb, turb}}}{\dot{m}(h_3 - h_1) - \dot{Q}_{\text{amb, pomp}}} \quad (19)$$

Résultats et discussion

La résolution du système d'équations non linéaires obtenu s'est faite par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 2, d'erreur de troncature d'ordre 3 avec une précision de 10^{-3} . Cette résolution a permis d'estimer l'évolution instantanée des températures de l'absorbeur et du fluide.

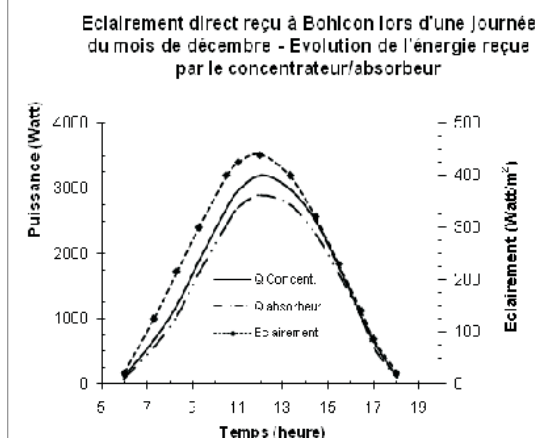


Figure 2 : Evolution de l'éclairement direct reçu à Bohicon lors d'une journée du mois de décembre - Evolution de l'énergie réfléchiée par le concentrateur et absorbée.

pour plusieurs de débit du fluide de travail. Au regard du rayonnement solaire reçu sur site à Bohicon (figure 2) et pour un angle d'ouverture maximal, nous avons retenu les valeurs de (a) et de (f) dans les plages respectives de 1 à 3 m et 0,2 à 1 m.

Evolution de la température de absorbeur et du fluide, à différents débits d'écoulement

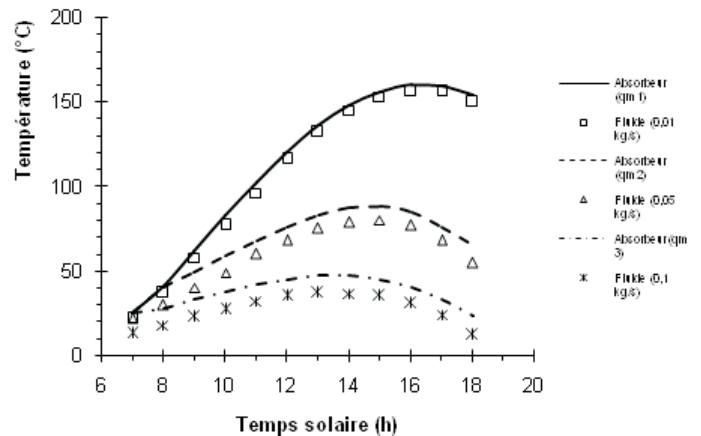


Figure 3 : Evolution de la température de l'absorbeur et du fluide pour les débits de 0,01 ; 0,05 et 0,1 kg/s.

L'étude réalisée est destinée pour une application domestique, ce qui impose un angle d'ouverture proche de 45°C et les valeurs $a = 1,5\text{ m}$ et $f = 1\text{ m}$. Ces valeurs utilisées imposent au niveau du concentrateur/évaporateur un flux thermique journalier capté (figure 3). Les courbes obtenues permettent d'apprécier l'écart instantané de températures entre l'absorbeur et le fluide de travail. Une lecture subséquente du rendement du concentrateur peut être ainsi faite.

Pour les débits du fluide de travail dans la gamme de 0,01 à 0,1 kg/s, le rendement du concentrateur est égal 0,40. Les courbes de la figure 2, nous permettent conclure que la température du fluide et celle de l'absorbeur augmentent progressivement avec le temps, jusqu'à midi solaire vrai et commence par décroître pour atteindre des valeurs au voisinage de la température ambiante, après le coucher du soleil. Lorsque le débit du fluide est élevé, les écarts de température observés entre l'absorbeur et le fluide sont très grands. Néanmoins, les températures instantanées obtenues, entre le lever et le coucher du soleil pour le site considéré, peuvent assurer la vaporisation du R245fa. Le maximum des températures est enregistré entre 15 h et 17 h locale. Le débit de 0,01 kg/s a permis d'avoir des températures maximales de l'ordre de 161°C et 156°C , respectivement pour l'absorbeur et le fluide, avec un écart moyen de 5°C (Figure 3).

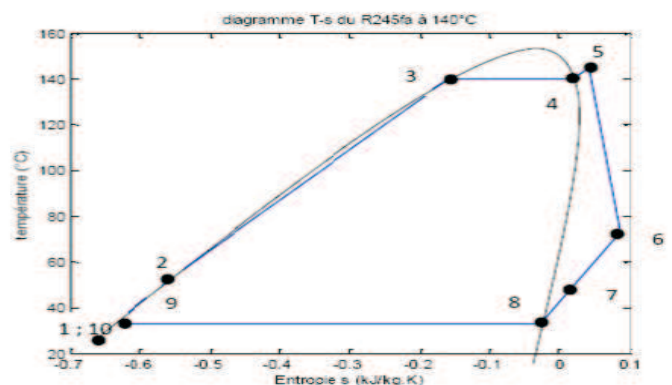


Figure 4 : Diagramme T-s du R245fa à $q_m = 0,01\text{ kg/s}$, $T_{\text{év}} = 140^\circ\text{C}$ et $T_{\text{cond}} = 33^\circ\text{C}$.

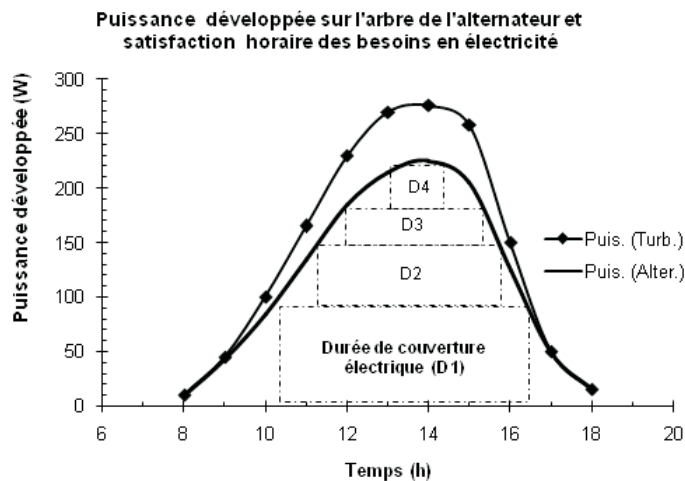


Figure 5 : Puissances (Watt) développée sur l'arbre de l'alternateur – Satisfaction horaire des besoins en électricité.

Comme l'ont signalé Wolpert et al. (1996) ; Lakew et Bolland (2010), le débit du fluide de travail doit être convenablement choisi, pour que la température de fonctionnement n'excède pas la température critique du fluide ; sinon les processus thermodynamiques ne pourront s'accomplir. Lorsque les températures de vaporisation des fluides étudiés (tableau I) tendent vers leurs températures critiques, les efficacités thermiques respectives de récupération et de transfert sont de : 0,25 ; 0,70 ; 0,55 ; 0,68. A l'issue de la détermination des points caractéristiques de fonctionnement, le diagramme T-s du R245fa a été tracé, pour $q_{mf} = 0,01 \text{ kg/s}$, $T_{eb} = 140^\circ\text{C}$ et $T_{cond.} = 33^\circ\text{C}$ (Figure 4).

Compte tenu des performances obtenues au niveau du concentrateur, les puissances délivrée en sortie de la turbine et de l'arbre de l'alternateur sont satisfaisantes (figure 5), bien que le rendement global du cycle (0,36) soit très éloigné du rendement idéal de Carnot qui est de 0,76. La différence observée entre les valeurs des rendements du concentrateur et du CSP ($\eta_{cycle} = 0,36 < \eta_{conc.} = 0,40$) montre bien que de tels processus thermodynamiques ne peuvent se dérouler sans pertes thermiques.

Cette figure illustre de même le potentiel de puissance électrique sur l'arbre de l'alternateur. Les puissances obtenues sont développées avec un seul module de concentration et les besoins en électricité dans les tranches de 200 à 300 W et 150 à 200 W peuvent être satisfaits entre 12 et 15 h, puis 11 et 16 h. Pour les faibles puissances comprises entre 50 et 100 W, la disponibilité de l'énergie électrique est permanente sur la durée de l'ensoleillement.

CONCLUSION

Les centrales solaires à concentration peuvent être développées au Bénin. L'optimisation du concept technologique proposé permettra d'assurer la couverture des besoins en électricité des ménages à faible et moyenne consommations. Les résultats de simulation faite sur l'unité de la CSP, à un seul module de concentration, ont montré les

réelles capacités de cette technologie dans les conditions météorologiques de notre pays. Les résultats obtenus sur la base d'un concentrateur ayant une ouverture de parabole de 1,50 m et une distance focale de 1,00 m, avec un l'absorbeur de longueur 4,75 m et de diamètre 0,015 m, donne une parfaite assurance pour la couverture des besoins énergétiques de l'ordre de 100 à 300 W. Il est également possible d'accroître la capacité de production électrique du système en augmentant la taille du dispositif expérimental et/ou en optimisant le fonctionnement des différents composants qui le constituent.

REFERENCES

- Calm j.m., Hourahan G.C. 2001. Refrigerant data summary. *Engineered System*, **18** : 74-88.
- Cengel Y. A., Boles M. A. 1989. Thermodynamics: An Engineering Approach. 2nd Edition. New York : McGraw-Hill.
- Chekirou W., Boukheit N., Kerbach T. 2007. Différents modes de transfert de chaleur dans un absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. *Revue des Energies Renouvelables*, **07** : 21-28.
- Defoer E., Gusev S., Vanlambrouck B. 2008. De la chaleur résiduelle à l'électricité. *L'ingénieur électricien-Hogeschool*, **10** : 11-13.
- Duffie J.A., Beckman W.A. 1981. Solar engineering of thermal processes. 2nd Edition. New York : John Wiley & Sons, Inc.
- Gama A., Haddadi M., Malek A. . 2008. Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro-parabolique avec poursuite aveugle. *Revue des Energies Renouvelables*. **11**:437-451.
- Grebenkov A. J., Beliayeva O.V., Klepatski P. M., Saplitza V. V., Timofeyev B. D., Tsurbelev V. P., Zayats T. A. 2004. Thermophysical Properties of R245fa : Final Report. 1256-RP. Belarus : ASHRAE- Research Project.
- Judex M., Röhrig J., Schulz O., Thamm H.-P. 2009. Impetus atlas du Bénin – Résultats de recherche 2000-2007. 3^{ème} Edition. Allemagne : Département de géographie, Université de Bonn.
- Lakew A.A., Bolland O. 2010. Working fluids for low temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, **30** : 1262-1268.
- Mortaza Y. 2010. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable Energy*, **35** : 112-121.
- Saleh. B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. 2007. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, **32** : 1210-1221.
- Tchanche B.F., Papadakis G., Lambrinos Gr., Frangoudakis A. 2008. Effects of regeneration on low temperature solar organic Rankine cycles. Lisbon, Portugal. .In proceedings of Eurosun, 10p.
- Teyeb A., Dehmani L., Ben ezzine A., Kerkeni C., Kaabi L. 2006. Etude des performances d'un capteur stockeur cylindro-parabolique. *Revue des Energies Renouvelables*, **9** : 135-141.
- Wolpert J. L. et Riffat S. B. 1996. Solar powered Rankine system for domestic applications. *Applied Thermal Engineering*, **16** : 281-289.