



Modélisation et simulation d'une centrale thermo solaire hybride avec régénération des gaz d'échappement

IMAD EDDINE MERICHE ^{#1}, A.BEGHIDJA ^{#2}

*Département de génie mécanique, Université MENTOURI, Constantine
Laboratoire des énergies renouvelables et du développement durable, Constantine. ALGERIE*

¹ imad-113@live.fr

Résumé

L'intérêt de la centrale solaire hybride est de combiner l'énergie solaire avec une conversion par la voie thermique et une énergie fossile afin d'assurer la disponibilité de l'électricité en toute heure et indépendamment des conditions d'ensoleillement. Avec l'optimisation numérique développée sur simulateur adapté on peut concevoir des centrales thermo-solaires hybrides plus performantes et avec une bonne rentabilité. Ce travail se résume par une étude de simulation et modélisation d'une installation thermo-solaire hybride de type tour solaire-turbine à gaz.

Le logiciel utilisé est le HYSYS7.1 qui permettra la simulation de l'installation avec ses composants spécifiques dans le but d'évaluer ses performances par le calcul du bilan énergétique et l'efficacité du cycle solaire-électrique et hybride-électrique; l'étude se fera en deux modes de fonctionnement différents, l'un est sans régénération et l'autre avec régénération des gaz d'échappement. Cette étude déterminera l'avantage de l'ajout du régénérateur.

Mots clés— tour solaire, récepteur volumétrique à air pressurisé, turbine à gaz, chambre de combustion, régénérateur de gaz d'échappement.

I. INTRODUCTION

Avec la hausse du prix du combustible fossile, l'énergie solaire offre des possibilités intéressantes de fournir au monde une puissance propre, renouvelable et de coût-concurrentiel à l'avenir [1]. Parmi les usines d'énergie solaire on a la centrale à tour solaire, le principe de cette centrale se résume par une puissance fonctionnant par focalisation d'un champ de miroirs dans un récepteur situé au dessus d'une tour. Le récepteur transmet cette énergie à un fluide ou gaz caloporteur qui va ensuite la céder à un cycle thermodynamique comme le cycle Rankine.

Un autre concept de tour solaire utilise l'air pressurisé avec récepteur volumétrique (concept de REFOS) [2]; ce type de centrale à tour solaire utilise le cycle Brayton, ici l'air pressurisé par compresseur est chauffé dans le récepteur volumétrique à des températures avoisinant les 1100°C puis détendu par une

turbine, cette détente va produire le travail pour entrainer le compresseur et le générateur électrique.

Actuellement un certain nombre de centrales solaires à tour ont été expérimentées ou commercialisées dans le monde au cours des vingt dernières années comme: PS10, PS20 (Espagne), l'unité de 17 MW en construction près de Séville en Espagne [1].

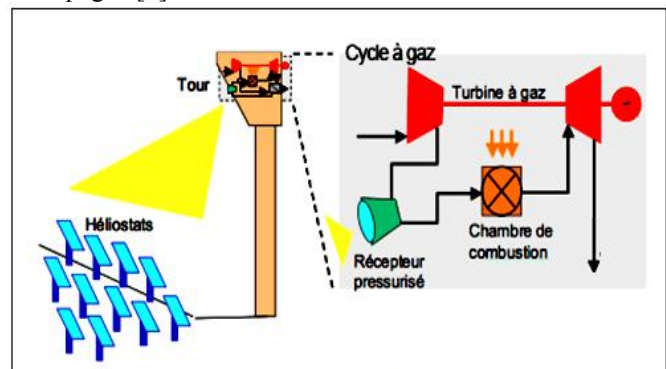


Fig.1 Installation solaire turbine à gaz

II. DESCRIPTION DU MODELE PHYSIQUE

L'étude a pour but la mise en place numérique d'un prototype de centrale solaire à haut rendement basé sur un cycle hybride à gaz haute température constitué d'un récepteur solaire à air pressurisé et d'une turbine à gaz avec un appoint de chaleur par combustion (chambre à combustion) qui permet de maintenir le fonctionnement de la centrale solaire lorsque le rayonnement est trop faible (passage nuageux, léger voile, etc.). Dans le mode sans régénération les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont directement libérés dans l'atmosphère [3] (figure 1).

Dans ce travail on ajoute un régénérateur (chaudière de récupération) comme composant supplémentaire qui va récupérer la chaleur latente des gaz d'échappement et l'utiliser comme préchauffeur de l'air pressurisé en aval du capteur solaire (figure 2).

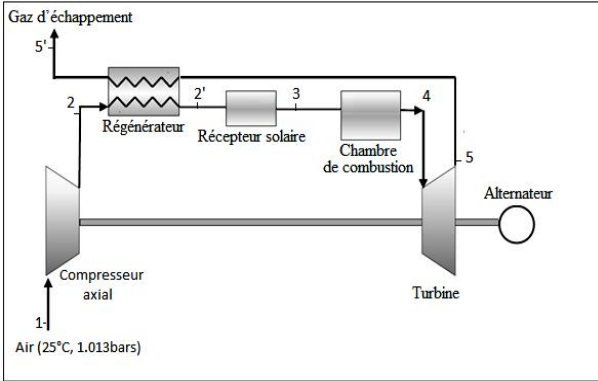


Fig.2 La centrale solaire-turbine à gaz avec régénération

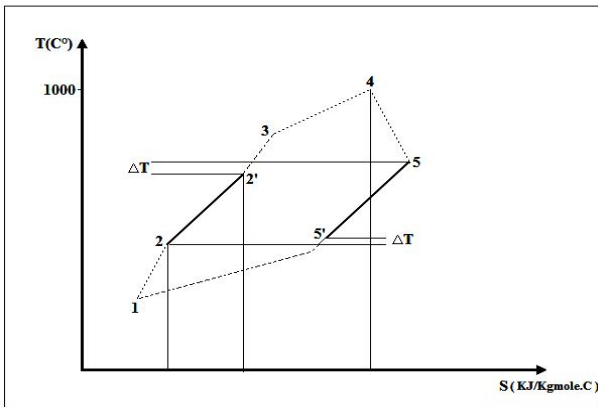


Fig.3 Cycle thermodynamique correspondant à l'installation

III. FORMULATION MATHÉMATIQUE

A. Compresseur axial

Le compresseur utilisé est de type axial, ce choix est motivé par la nécessité d'obtenir des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des valeurs de puissance utile appréciable [10]. La puissance utilisée par le compresseur :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{p_a} (T_2 - T_1) \quad (1)$$

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{ac}} \left(r_{ac}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right)$$

$$C_{p_a}(T) = 1048 - \left(\frac{3.83 T}{10^4} \right) + \left(\frac{9.45 T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5.49 T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7.92 T^4}{10^{14}} \right)$$

B. Capteur solaire

Le flux solaire par l'ensoleillement I_c est réfléchi par une surface S_c d'héliostats, cette dernière est reçue par le capteur concentrateur (récepteur volumétrique).

La réflexion et la transmission du flux solaire vers le capteur est on fonction de la position du soleil dans le ciel (azimut et position du site) [2]. La matrice d'efficacité de champ solaire comprend la réflectivité des miroirs, l'effet cosinus dû à l'angle d'incidence du soleil sur les miroirs (surface efficace de projection), l'effet ombres (masques entre le soleil et les héliostats), l'effet blocages (masques entre les héliostats et la tour), l'effet atmosphérique de transmission qui dépend des conditions atmosphériques et de la distance entre les héliostats et le récepteur, et l'effet interception dû au débordement de la tache focale hors de la surface d'ouverture du récepteur[4].

$$\eta_{\text{refl}} = \frac{\sqrt{2}}{2} [\sin(\alpha) \cos(\lambda) - \cos(\theta_H - A) \cos(\alpha) \sin(\lambda) + 1]^{0.5}$$

$$\eta_{\text{atmos}} = \begin{cases} 0.999321 - 0.000176 S_0 + 1.97 \cdot 10^{-8} S_0^2, & S_0 \leq 1000m \\ \exp(-0.0001106 S_0) & ; S_0 \geq 1000m \end{cases}$$

$$\eta_{\text{intercept}} = \frac{1}{2\pi \sigma_{\text{tot}}^2} \int (x) \int (y) \exp\left(-\frac{x^2 + y^2}{2 \sigma_{\text{tot}}^2}\right) dx dy$$

$$\sigma_{\text{tot}} = (\sigma_{\text{solaire}}^2 + \sigma_{\text{miroir}}^2 + (2 \sigma_{\text{tract}})^2)^{0.5}$$

$\eta_{\text{Blocages,Ombres}}$: Valeur exprimée par le positionnement du champ héliostats (code HFLD) [4].

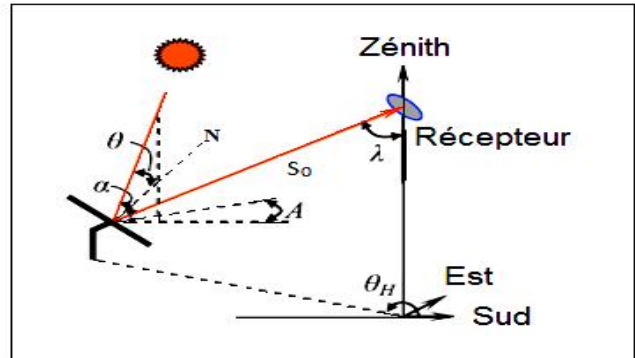


Fig.4 Angles et position de l'héliostat par rapport au récepteur

$$\eta_{\text{champ}} = \eta_{\text{Miroir}} \times \eta_{\text{cos}} \times \eta_{\text{Blocages,Ombres}} \times \eta_{\text{atmos}} \times \eta_{\text{interc}} \quad (2)$$

La puissance thermique reçue à la cavité réceptrice par le champ vaut :

$$\dot{Q}_c = \eta_{\text{champ}} I_c S_c \quad (3)$$

La cavité du récepteur volumétrique perd une fraction de cette puissance par réflexion, convection naturelle et par rayonnement [4], [5]. Si on désigne par T_r la température moyenne de la cavité réceptrice T_0 la température de l'ambiance et A_r la surface d'ouverture du récepteur.

La puissance transmise par la cavité du récepteur :



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



$$Q_r = Q_c - Q_f$$

Donc :

$$Q_r = Q_c - h_{conv} A_r (T_r - T_0) - \sigma \varepsilon A_r (T_r^4 - T_0^4) \quad (4)$$

Le rendement du récepteur :

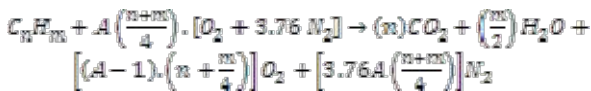
$$\eta_r = \frac{Q_r}{I_0 S_c} \quad (5)$$

La puissance thermique échangée entre la cavité intérieure du récepteur vers l'air pressurisé est considérée comme intégralement transmise donc :

$$Q_{sw}^* = \dot{m}_{air} C_p (T_{ambal} - T_{ambon}) = \quad (6)$$

C. Chambre de combustion

Dans La chambre de combustion le gaz naturel est injecté et brûlé avec l'air pressurisé.



Les propriétés de sortie de la chambre de combustion varient en fonction du taux de débit massique de l'air et du pouvoir calorifique inférieur du carburant (PCI) et de l'efficacité de combustion :

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f PCI = \dot{m}_g h_g + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f PCI \quad (7)$$

La pression de sortie de la chambre de combustion (en considérant une chute de pression à travers la chambre de combustion) est comme suit :

$$\frac{P_4}{P_3} = (1 - \Delta P)$$

D. Turbine

La détente dans la turbine produit la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement du compresseur et à la mise en marche du générateur électrique.

La puissance produite par la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_g C_{p_g} (T_4 - T_5) \quad (8)$$

Avec :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

$$C_{p_g}(T) = 0.991 + \left(\frac{6.997 T}{10^5} \right) + \left(\frac{2.712 T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1.224 T^3}{10^9} \right)$$

$$T_5 = T_4 \sqrt[1-\eta]{\quad}$$

Puissance utile disponible au générateur :

$$\dot{W}_{GT} = (\eta_{isen, Turb} \cdot \dot{W}_T) - (\eta_{isen, comp} \cdot \dot{W}_C) \quad (9)$$

E. Alternateur

L'alternateur est une machine électromagnétique rotative qui convertit l'énergie mécanique fournie par la turbine en énergie électrique avec des rendements donnés par le constructeur entre (85 %) à (95 %).

$$P_{alt} = W_{GT} \cdot \eta_{al} \quad (10)$$

F. Régénérateur

C'est un échangeur thermique à contre-courant où la chaleur des gaz d'échappement sert comme préchauffeur à l'air refoulé par le compresseur [6]. Le rendement du régénérateur est défini selon l'équation suivante :

$$Eff = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_1)} \quad (11)$$

Les valeurs de rendement les plus fréquentes pour un régénérateur oscillent autour de 80 % à 85% [6].

Le rendement global de la turbine à gaz

$$\eta_{turb} = \frac{W_{GT} \cdot \eta_{al}}{\dot{m}_f PCI} \quad (12)$$

IV. EVALUATION DES PERFORMANCES

1. HYSYS 7.1

C'est un simulateur de conception orientation-objective; où tout changement spécifié sur un élément est répercuté dans tout le modèle.

Il offre une simulation interactive intégrant la gestion d'événements « Event driven » :

C'est-à-dire qu'à tout moment, un accès instantané à l'information est possible, de même que toute nouvelle information est traitée sur demande et que les calculs qui en découlent s'effectuent de manière automatique. Il allie le concept d'opérations modulaires à celui de résolution non-séquentielle.

Il intègre aussi la possibilité d'une modélisation dans un régime stationnaire ou dynamique [7].

A. Choix de l'équation d'états

L'équation la mieux adaptée pour l'interface de simulation (fluid package) de l'installation est l'équation de Peng-Robinson :

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + 2bv - b^2} \quad (13)$$

2. Paramètres utilisés pour la simulation

Pour le dimensionnement et les paramètres de fonctionnement des composants : compresseur, chambre de combustion, turbine et alternateur on a choisi des paramètres semblables aux paramètres réels de la turbine à gaz MS 5001 [6].



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



Paramètres	Valeur
Température sortie de la chambre de combustion	1100 °C
Pouvoir calorifique inférieur du GN en Algérie	45119 kJ/kg
Coefficient du débit d'air	1.02
Rendement isentropique du compresseur	86 %
Conditions atmosphériques	1.0132 bars 25°C
Rendement isentropique de la turbine	85 %
Rendement de la combustion	95 %
Rendement mécanique générateur électrique	91 %
Chute de pression au concentrateur solaire	1,25 %
Chute de pression dans la chambre de combustion	4 %
Chute de pression à l'admission	1 %
Débit d'air utilisé	94.5 Kg/s
Pression des gaz d'échappement	101.5 KPa

TABLEAU I. Paramètres réels de la turbine à gaz MS5001

Pour le calcul des propriétés du champ solaire [8] on a choisi un terrain avec une latitude de 40.4°N et l'angle solaire d'altitude $\geq 15^\circ$, les données du tableau suivant

Propriétés	Valeur	Unit
La puissance solaire directe incidente de conception	800	W/m^2
Réflexivité des miroirs	88 %	-
Erreur totale σ_{total}	4	mrad
Ouverture de récepteur	5×5	m^2
Dimension de l'héliostat	11×11	m^2
Déclinaison d'ouverture du récepteur	25	Degré
Réflexivité du récepteur	0.98 %	-

TABLEAU II. Paramètres du champ solaire

Par le logiciel HYSYS 7.1 on procède à l'évaluation des performances.

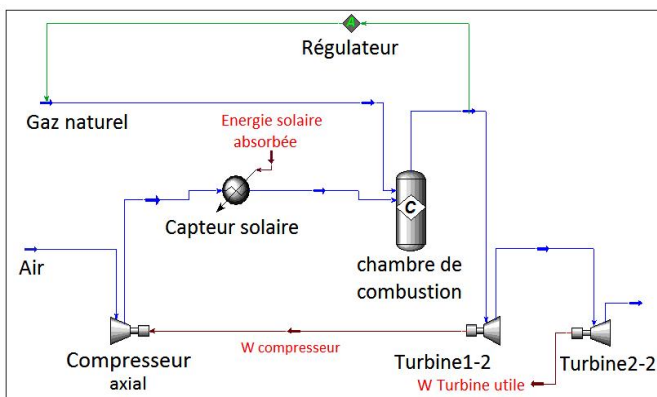


Fig.5 Installation sans régénération sur HYSYS 7.1

3. Performances du compresseur à air

Pour les paramètres d'admission ($P_1 = 1.0132$ bars, $T_1 = 25^\circ C$) et une compression jusqu'à $P_2 = 11$ bars, on obtient par simulation la puissance utile consommée par le compresseur et la température d'air correspondante représentées dans la figure 6.

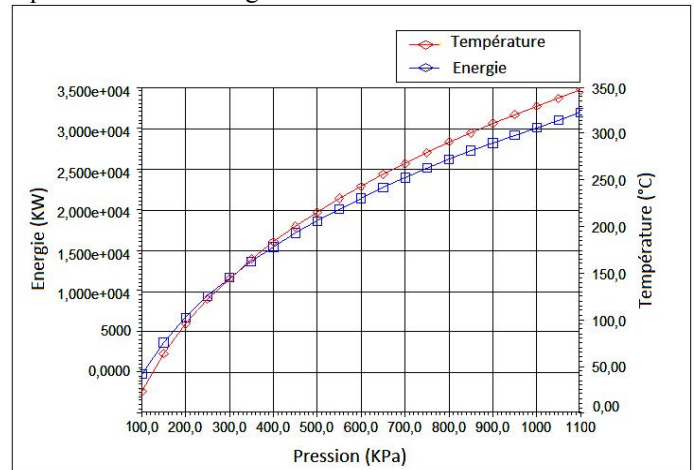


Fig.6 Variation de la température et la puissance utilisée du compresseur en fonction des taux de compression

4. performance du capteur solaire

Pour une température $T_2 = 352^\circ C$ et $P_2 = 10.95$ bars à l'entrée du capteur solaire (figure 6), on calcule l'énergie solaire absorbée nécessaire pour obtenir une température maximale à la sortie du capteur jusqu'à $T_{max} = 1000^\circ C$, représentés dans la figure 7.

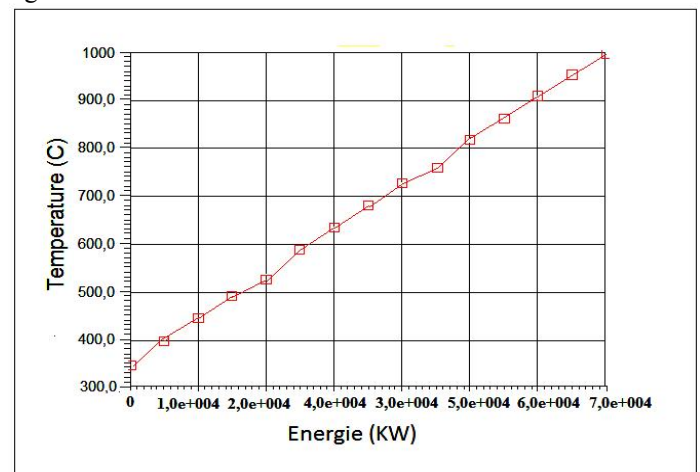


Fig.7 Variation de la température sortie capteur en fonction de l'énergie solaire absorbée

5. Influence d'énergie solaire absorbée sur la consommation du gaz naturel de combustion



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012



La température de sortie du capteur T_2 augmente au fur et à mesure avec l'énergie solaire absorbée, cela a une influence directe sur la consommation du gaz naturel dans la chambre de combustion (figure 8).

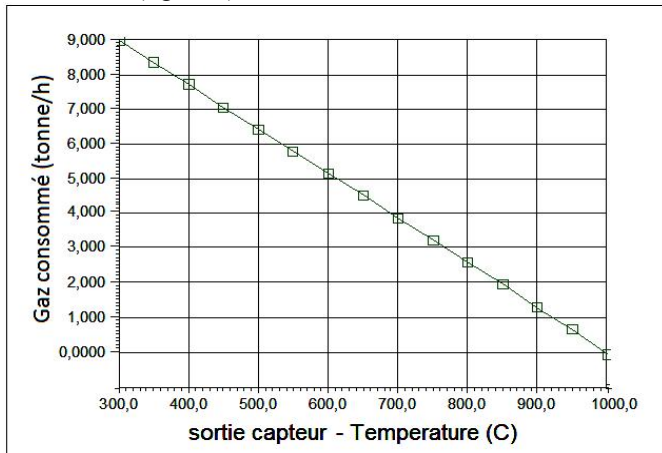


Fig.8 Consommation du gaz naturel en fonction de la température sortie du capteur solaire

6. Influence de l'énergie solaire absorbée sur l'énergie utile produite et le débit massique

L'augmentation de température de sortie récepteur solaire dû à l'énergie solaire absorbée a un impacte direct sur le débit massique et l'énergie utile produite par la turbine (figure 9).

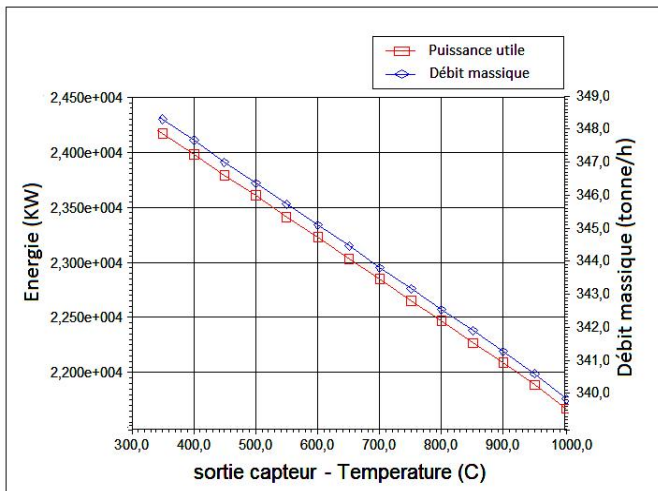


Fig.9 Variation de la puissance utile de la turbine et le débit massique en fonction de la température T_2

V. RESULTATS ET INTERPRETATION

1. Résultats pour l'installation sans régénération

La température maximale limitée à la sortie du capteur volumétrique est limité à 900°C, avec une température sortie de la chambre de combustion égale à 1000 °C, et pour les

paramètres d'efficacité du champ solaire calculé et vérifié par le logiciel SolTrace tableau III.

On procède au calcul des efficacités solaire électrique et hybride-électrique pour une surface d'héliostats qui correspond à l'énergie solaire estimé. Les résultats sont affichés aux tableaux IV et V

P_{Miroir}	η_{COS}	$\eta_{StoquesOmbres}$	η_{Atmos}	$\eta_{Intercept}$
88 %	89.60 %	94.45 %	96.32 %	99.47 %

TABLEAU III. Efficacités du champ solaire

Sous-ensemble	Puissance (MW)	Température (°C)	Efficacité (%)
Champ héliostats	$P_{solar} = 86.98$	$T_{amb} = 25$	71.35
Récepteur	$Q_{solar} = 62.06$ $Q_{air} = 58.97$	$T_2 = 348$ $T_2 = 900$	95.02
Gaz naturel	$P_{gas} = 18.04$	$T_4 = 1000$	-
Turbine	$W_{GT} = 22.04$	$T_4 = 1000$ $T_5 = 512.7$	-
Cycle solaire-électrique	$P_{solar} = 86.98$ $P_{el} = 20$	-	22.99
Cycle hybride	$P_{solar} = 77.02$ $P_{el} = 20$	-	25.96

TABLEAU IV. Résultats pour l'installation sans régénération

2. Résultats pour l'installation avec régénération

L'installation avec régénération se traduit par l'utilisation de l'énergie latente des gaz d'échappement pour chauffer l'air pressurisé en aval du capteur solaire avec une efficacité optimale avoisinant 80% [6]. Cette efficacité correspond à une température d'air pressurisé a la sortie du régénérateur $T_7 = 475^\circ\text{C}$.

Avec la condition de la température sortie du capteur solaire fixé à $T = 900^\circ\text{C}$ on cherche l'énergie solaire absorbée qui correspond aux différentes températures d'air pressurisé chauffé par régénération (figure10).



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012

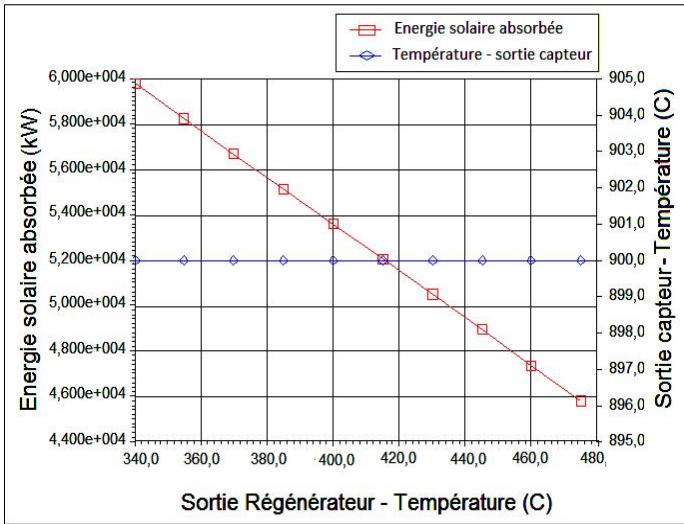


Fig.10 Variation de l'énergie solaire absorbée en fonction des températures d'air chauffé par le régénérateur

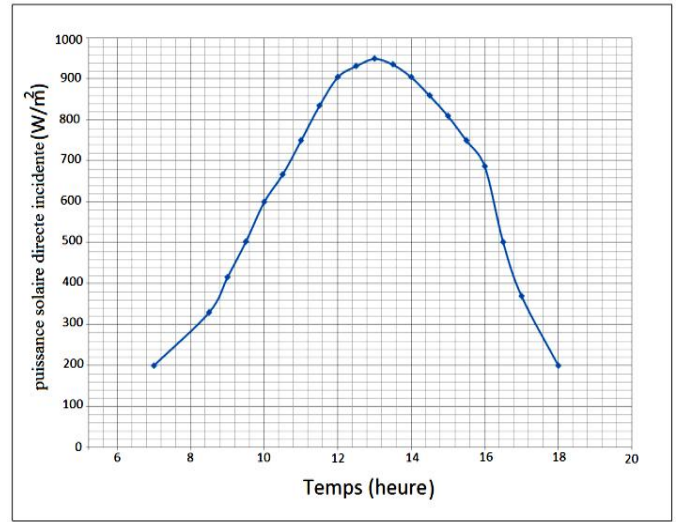


Figure 11. Variation temporelle du rayonnement solaire

3. Résultats de la modélisation

La modélisation de l'installation solaire-turbine à gaz avec régénération se fait par les mêmes conditions et paramètres donnés dans les tableaux (I), (II) et (III).

Sous-ensemble	Puissance (MW)	Température (°C)	Efficacité (%)
Cavité du récepteur	$P_{s,rt} = 67.60$	$T_{s-rb} = 25$	71.35
Transmise dans le récepteur	$Q_{tr} = 48.23$ $Q_{tr} = 45.83$	$T_1 = 475$ $T_2 = 900$	95.02
Gaz naturel	$P_{g,nat} = 18.04$	$T_g = 1000$	-
Turbine	$W_{tr} = 22.04$	$T_g = 1000$ $T_3 = 512.7$	-
Cycle solaire-électrique	$P_{s,rt} = 67.60$ $P_{el} = 20$	-	29.58
Cycle hybride	$P_{g,nat} = 63.87$ $P_{el} = 20$	-	31.31

TABLEAU V. Résultats pour l'installation sans régénération

Avec cette variation journalière on obtient l'évolution temporelle des puissances transitant dans les deux installations, figure 12 et figure 13.

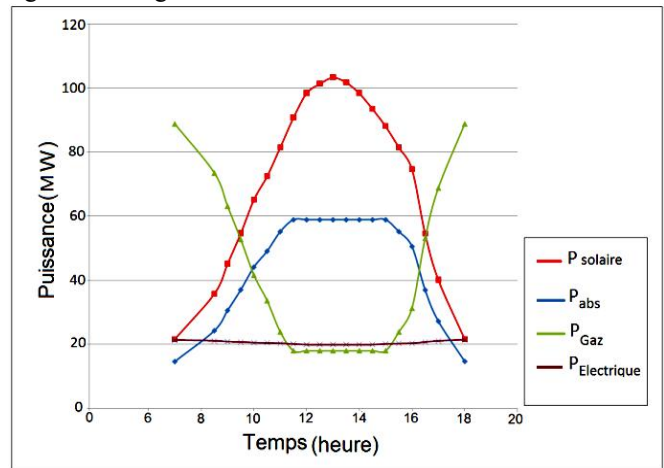


Fig. 12 Evolution des puissances temporelles de l'installation sans régénération

4. Estimation journalière des deux installations

Pour L'estimation journalière on a pris des valeurs mesurées de la puissance solaire incidente de 7 h à 18 h du jour 03/04/2005 pour une région d'Algérie (Ouargla) [9]



Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et Renouvelables

The 2nd International Seminar on New and Renewable Energies

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012

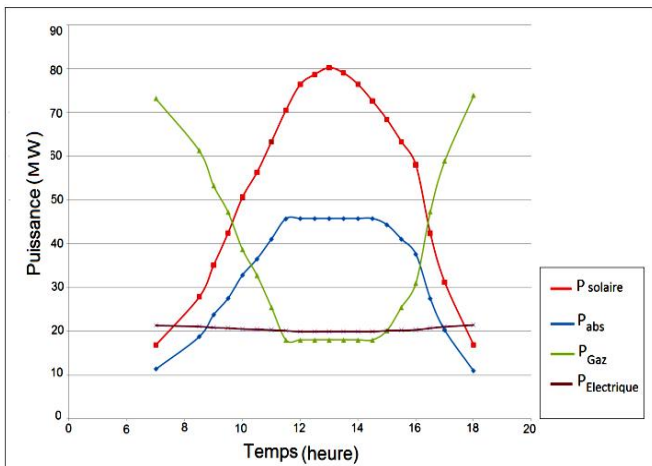


Fig. 13 Evolution des puissances temporelles de l'installation avec régénération

VI. Discussion des résultats

Les résultats obtenus par TABLEAU IV et TABLEAU V on montré une nette amélioration des efficacités solaire-électrique et hybride pour l'installation avec régénération.

Dans les graphes 12 et 13 on a estimé les énergies totales introduites (solaire et gaz naturel) et l'énergie électrique produite tout au long d'une journée donnée pour deux types de fonctionnement avec et sans régénération.

L'ajout du régénérateur a permis une consommation de gaz naturel moins élevée et une diminution d'énergie solaire introduite au récepteur toute en assurant une production électrique fixe égale à 20MWe. La diminution de l'énergie solaire se traduit par une surface d'héliostats moins importante pour le cas avec régénération.

Cela nous a confirmé l'impact important de l'ajout du régénérateur dans une installation similaire.

VII. Conclusion

HYSYS 7.1 se montre capable de représenter et modéliser l'installation avec précision et donne une analyse détaillée sur ses performances pour les différents paramètres. Il offre une analyse thermodynamique plus fine et définit le système selon ses choix de conception (géométries, performances).

Pour l'étude de modélisation on a pu simuler une installation thermo-solaire de type solaire-turbine à gaz capable d'assurer une production électrique avoisinant 20MW_e, puis on a étudié l'impact de l'ajout d'un préchauffeur (régénérateur) par gaz d'échappement.

Les résultats obtenus par cette étude ont montré l'impact direct du régénérateur par des efficacités solaire-électrique et hybride plus élevées et une production d'énergie électrique

moins coûteuse due à une consommation de gaz naturel moins élevée et une réduction de la surface du champ héliostats (construction et maintenance).

Une application de ce type d'installation s'avère très prometteuse surtout pour des régions comme le sud algérien ou on a une durée d'ensoleillement allant jusqu'à 3500 heures/an et une radiation normale directe supérieure à 2000 kWh/m²/an.

NOMENCLATURE

- Q_r : Puissance solaire absorbée par le récepteur
- Q_p : Puissance correspondant aux pertes thermiques
- I_c : La puissance solaire directe incidente (W/m²)
- S_c : La surface du capteur (champs héliostat) (m²)
- T_r : La température réceptrice (°C)
- η_c : Le rendement du capteur
- ϵ : Facteur émissivité de l'absorbeur.
- σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,670 \times 10^{-8}$ W/m² K⁴)
- T_a : Température ambiante
- h_{conv} : Coefficient de transfert par convection
- \dot{m} : Débit massique (Kg/s)
- PCI : Pouvoir calorifique inférieur (KJ/Kg)
- W_{GT} : Puissance turbine à gaz (MW)
- η_{mec} : Rendement mécanique
- P_{abs} : Puissance solaire absorbée
- P_{Miroir} : Réflectivité des miroirs
- S_0 : Distance entre héliostat et récepteur

REFERENCES

- [1] S.Bonned et Alaphilippe. Conversion thermodynamique de l'énergie solaire. Journées internationales de thermique PP.73-80.2003.
- [2] D. Kedwards, L. Marlot. Capteurs solaires. Edition SCM, paris 1979.
- [3] Kamol UAMSIRIWATANA, modélisation du fonctionnement d'ensemble de la centrale électro-solaire Thémis, thèse de docteur-ingénieur, université de Perpignan.
- [4] Jean-Claude HENNET. Methodologie d'évaluation et de conception de champs d'héliostats focalisants .Toulouse,1982.
- [5] Amri, M. Izygon, B. Tedjiza, C. Etievant, Central Receiver Plant Evaluation II. Themis Collector Subsystem Evaluation, SANDIA contractor report SAND87-8182 (1987).
- [6] Turbine à gaz NUOVO PIGNONE (centre de formation BHP, ohanet).
- [7] HYSYS7.1 Tutorial & application ; operation guide
- [8] J. A. Duffie and W. A. Beckman. Solar engineering of thermal processes, 2nd ed., New York: Wiley, 1991.
- [9] Y.CHIBA, étude de l'utilisation d'un bassin d'eau comme capteur solaire (20/12/2005).
- [10] Technique de L'ingénieur.
- [11] Le rayonnement solaire: conversion thermique et application, R.BERNARD G.MENGUY M. SCHWARTZ (2e édition).



**Le 2^{ème} Séminaire International sur les Energies Nouvelles et
Renouvelables**

**The 2nd International Seminar on New and Renewable
Energies**

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,
Ghardaïa - Algérie 15, 16 et 17 Octobre 2012

