

Optimisation des paramètres du système de centrale thermique combinée hybride solaire-gaz

Adel MILES^{1*}, Otman KHEMIS¹

¹Laboratoire des énergies renouvelables et développement durable (LERDD)
Département de Génie mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie. Université Frères
Mentouri – Constantine 1. Campus Chaab Ersas, 25000 Constantine, Algérie
* auteur correspondant : adelmiles25@gmail.com

Résumé - Dans cet actuel travail on propose une conception d'un système de cycle combiné solaire intégré (ISCCS) à deux niveaux de pression (HP, LP) avec réchauffement de la partie haute pression, les valeurs de l'énergie gagnée par le collecteur cylindro-parabolique étaient déterminées on utilisant les données de site algériennes de rayonnement au site de Hassi R'mel. Les variations des principaux paramètres du cycle à vapeur en fonction de l'apport solaire sont données pour une centrale thermique produisant environ 150MW équipée de deux turbines à gaz et un train de turbine à vapeur. Les résultats sont présentés, déterminent les conditions les plus favorables pour un meilleur rendement thermique et solaire donnée à la turbine à vapeur.

Mots Clés : cycle combiné, turbine à Gaz, collecteur cylindro-parabolique, thermique solaire, cycle de Rankine.

Nomenclature

<i>DSG</i>	Générateur de vapeur solaire	<i>HRSG</i>	Générateur de vapeur à récupération de chaleur
<i>m</i>	débit massique (<i>kg/s</i>)	<i>HTF</i>	Fluide de transfert de chaleur
<i>W</i>	puissance, (<i>MW</i>)	<i>DNA</i>	Irradiation normale directe, (<i>W/m²</i>)
<i>H</i>	Enthalpie, (<i>kJ/kg</i>)		
<i>Q</i>	La chaleur produite, (<i>MW</i>)		
<i>ISCCS</i>	système de cycle solaire intégré combiné	<i>Indices et exposants</i>	
<i>CCGT</i>	cycle combiné gaz turbine	<i>f</i>	fossile (carburant)
<i>P</i>	Pression, (<i>bar</i>)	<i>ST</i>	vapeur
<i>T</i>	Température, (<i>°C</i>)	<i>GT</i>	gaz turbine
		<i>ref</i>	Système de référence
Symboles grecs		<i>LP</i>	Basse pression
η_{th}	Rendement thermique du système	<i>HP</i>	Haute pression
η_{sol}	Rendement net de l'électricité solaire	<i>rad</i>	Radiation
η_{col}	Rendement du collecteur solaire	<i>cc</i>	Chambre de combustion
η_{steam}	Rendement thermique du cycle vapeur	<i>sol</i>	solaire

1. Introduction

Les centrales solaires thermodynamiques recouvrent l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée, puis à convertir cette chaleur en énergie mécanique et électrique au moyen d'un cycle thermodynamique moteur couplé à une génératrice électrique. Les centrales solaires thermodynamiques mettent en œuvre des systèmes concentrateurs, qui permettent de produire de la chaleur, ces systèmes ne captent que la composante directe du rayonnement solaire. La chaleur solaire transférée dans l'absorbant

au fluide caloporteur peut être stockée de manière fugitive pour s'affranchir des passages nuageux, ou sur des périodes de quelques heures pour décaler l'utilisation en dehors des plages ensoleillées de la journée. L'hybridation avec une source de chaleur fossile ou biomasse permet d'accroître la disponibilité des installations et de produire la chaleur de manière garantie. Cette chaleur est convertie en électricité par des cycles thermodynamiques, bien maîtrisés par l'industrie de la production électrique. La fluctuation et l'interrompu quotidien du rayonnement solaire sont les principaux obstacles à sa plus large utilisation [1]. Néanmoins, les centrales solaires thermiques à grande échelle se sont avérées les plus économiques des technologies solaires en service aujourd'hui [2, 3, 4]. Les solutions primaires pour compenser ces inconvénients de rayonnement solaire sont soit par l'utilisation étendue du stockage thermique qui peut être extrêmement cher, soit par un accouplement avec l'équipement de combustible fossile comme proposé en cette étude. Le concept du cycle combiné solaire intégré (ISCCS) [5], garanti une disponibilité de puissance constante et allège certains des risques perçus liés à l'utilisation de grands champs de concentrateurs solaires.

En Algérie deux sources d'énergie importantes sont disponibles en grande quantité à savoir l'énergie solaire (1750 - 2550 kWh/m² an) et l'énergie fossile surtout en gaz naturel [6]. La méthode la plus efficace pour convertir l'énergie thermique solaire en énergie électrique est : retirer l'eau d'alimentation du générateur de vapeur de récupération de chaleur (HRSG) en aval de l'économiseur, produire la vapeur saturée à haute pression en utilisant l'énergie solaire, et de renvoyer la vapeur au HRSG pour la surchauffer par les gaz d'échappement de turbine à gaz. Plusieurs études d'optimisation de Système à cycle combiné solaire intégré d'ISCCS, ont été proposées avec plusieurs configurations [7, 8], en utilisant une approche quasi stationnaire basée sur la technologie de pincement. Ils ont trouvé que le point d'invariance minimum ne peut pas être gardé et les pertes d'exergie de la chaleur sont plus hautes avec l'absorption d'énergie solaire.

Le but de cette étude est de simuler l'exécution du premier ISCCS réalisé en 2010 par la société NEAL1 d'une capacité d'environ 150 MW avec 25 MW est de source solaire, sous les conditions climatiques de Hassi R'mel au sud Algérien. Dans ce travail, on propose une usine intégrée avec deux niveaux de pression de la turbine à vapeur. Pendant les périodes ensoleillées, la conversion d'énergie dans la turbine à vapeur est améliorée en utilisant le générateur solaire de vapeur (SSG) parallèlement à HRSGs. Les avantages de cette usine avancée sont présentés.

1. Configuration du système hybride proposé

Le principe de la centrale thermo-solaire consiste à combiner deux systèmes: turbine à gaz à cycle combiné de référence (CCGT), cette dernière se compose de deux turbines à gaz (SGT-800) [8], une seule turbine à vapeur double pression (SST-900) et le générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG). En introduisant un champ solaire avec un générateur de vapeur auxiliaire dans la centrale de référence, dans la partie haute pression, le système ISCC proposée est représenté sur la figure 1. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz entrent dans la chaudière de récupération (HRSG) à une température d'environ 650° C. Ils transfèrent leur énergie thermique au cycle vapeur /eau et quittent la chaudière à une température d'environ 80° C.

L'eau en provenance du condenseur entre dans la chaudière et circule dans une direction opposée aux gaz d'échappement, elle sera chauffée au point d'ébullition, évaporée puis surchauffée. La vapeur surchauffée actionne ensuite la turbine à vapeur qui convertit la chaleur en énergie mécanique, et la turbine actionne un générateur qui convertit l'énergie mécanique en électricité. Le champ solaire prévue est composé de miroirs de type cylindro-parabolique orientés selon la position du soleil. Ces miroirs réfléchissent donc le rayonnement solaire sur des

tubes servant de récepteurs, qui recueillent la chaleur et qui sont couvert d'une couche absorbante.

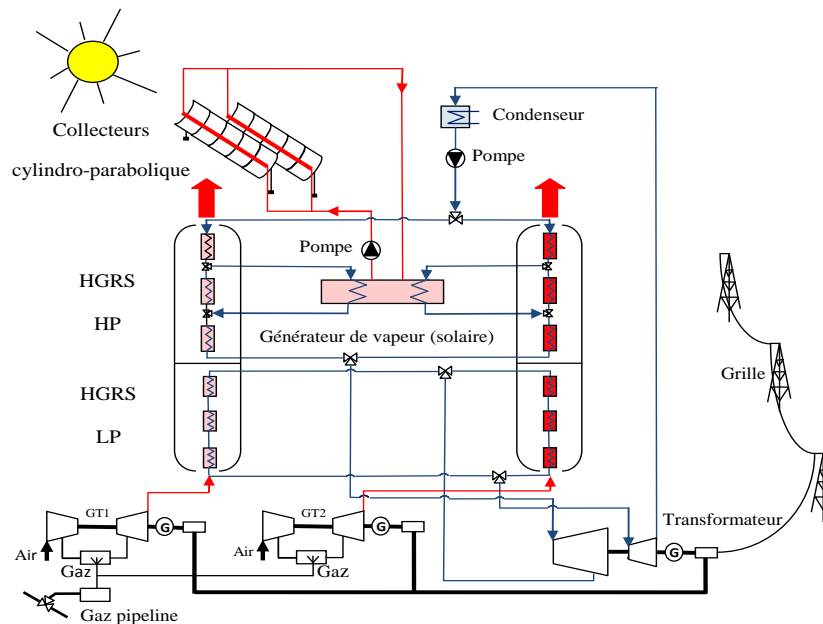


Figure 1 : Diagramme simplifié de la centrale ISCCS

2. Analyse et exécution de système

Le système de la centrale thermique hybride (ISCCS) a été modélisé avec le processus Aspen Plus [9], les composants du modèle sont basés sur les bilans d'énergie, de masse et d'équations d'équilibre, l'équation d'état de Peng Robinson (PR) est le modèle choisi pour calculer les propriétés thermodynamique. Dans la turbine à gaz un rapport de compression de 19.34 bars s'effectuent avec une température d'admission et d'échappement de 481°C et 1250°C respectivement, le gaz naturel est employé comme carburant. Une turbine à vapeur à simple niveau de pression et le générateur de vapeur (HRSG) forme le cycle de Rankine, la vapeur à haute pression de 86 bars et 535°C fournit une énergie thermique à la turbine à vapeur, l'absorption de l'énergie solaire a un impact important sur l'exécution de la turbine à vapeur, pour cela l'opération quotidienne et l'analyse d'exécution annuelle effectuée sur une base de tranche horaire est nécessaire. Dans cette étude on assume que les deux turbines à gaz fonctionnent à charge complète et à plein temps, mais la turbine à vapeur est actionnée avec un changement des valeurs de débit de vapeur, de pression et de température qui sont déterminés par le rendement thermique disponible à partir du champ solaire. Dans le bloc solaire, le modèle du capteur cylindro-parabolique choisi est LS-3 [10].

Tableau 1 : spécifications du collecteur LS-3 [10]

Surface d'ouverture (m ²)	545	HCE transmittance	0.95
Ouverture (m)	5.76	HCE Absorptance	0.96
Longueur (m)	95.2	HCE Emittance	0.19
Segments de miroir	224	Diamètre de tube (m)	0.07
Rendement optique	0.8	Longueur de tube (m)	4
Taux de concentration	82	Réflexivité de miroir (propre)	0.94

Les paramètres géographiques et optiques pour la boucle de collecteur sont obtenus à partir de Réf [7], les données techniques principales pour le collecteur sont indiquées dans le tableau I, les paramètres de l'endroit choisi sont montrés dans le tableau II.

Tableau 2 : les paramètres de l'endroit

Latitude (°)	33.46
Longitude (°)	2.56
Altitude (m)	767
Température ambiante (°C)	21

W_{net} est la puissance totale nette produite du système, y compris la turbine à gaz et la turbines à vapeur.

$$W_{net} = 2W_{GT} + W_{ST} \quad (1)$$

Pour le but de comparé les performances thermique le rendement net d'électricité basé du carburant est calculé comme suit:

$$\eta_f = \frac{W_{net}}{2Q_{cc}} \quad (2)$$

Comme mesure pour l'amélioration du système couplé avec le champ solaire, le rendement thermique du cycle à vapeur est défini comme rapport entre la puissance de la turbine à vapeur produite et la quantité de chaleur totale absorbé par le cycle de vapeur, y compris celle du champ solaire Q_{sol} et aussi de la turbine à gaz Q_{cc} :

$$\eta_{ST} = \frac{W_{ST}}{Q_{sol} + Q_{cc}} \quad (3)$$

Le rendement thermique du système η_{th} d'ISCC tenant compte de la contribution solaire de la chaleur est défini comme :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{2Q_{cc} + Q_{sol}} \quad (4)$$

Pour évaluer l'exécution de la conversion solaire de la chaleur dans le système proposé, le rendement de l'électricité solaire basée sur la référence [6] est défini comme:

$$\eta_{sol} = \frac{W_{net} - W_{ref}}{Q_{rad}} = \frac{W_{net} - Q_{ref} \cdot \eta_{th,ref}}{Q_{rad}} \quad (5)$$

Où $W_{ref} = Q_f \cdot \eta_{th,ref}$ est la puissance nette générée par le système de référence avec la même entrée de gaz naturel. Dans cette étude, la centrale de cycle combinée (CCGT) conventionnel au gaz naturel est choisie comme système de référence. Q_{rad} se réfère à l'incident totale d'insolation solaire sur le concentrateur solaire, $Q_{rad} = Q_{sol} / \eta_{col}$; et η_{col} est le rendement du capteur solaire à concentration.

3. Résultats et discussions

En raison d'accouplement du champ solaire avec le cycle de vapeur les paramètres de conception comme la température et la pression, ont un impact sur le rendement thermique du ISCC est différent que ce lui du système de référence CCGT, par conséquent l'optimisation des propriétés de vapeur est nécessaire pour l'étude de ce type des centrales, les paramètres optimisés dans cette étude on à optimisé les valeur de température et pression du vapeur basse pression ainsi que les valeurs de pression du de la vapeur de réchauffement, pour simplifier le processus d'analyse d'autre hypothèses sont maintenir dans l'étude.

Tableau 3: L'effet de la pression secondaire du vapeur sur les performances du système

Paramètres	Conditions de travail				
	1	2	3	4	5
Pression principale du vapeur, P_{SH} (bar)	86,63	86,63	86,63	86,63	86,63
Température principale du vapeur, T_{SH} (°C)	560	560	560	560	560
Pression secondaire du vapeur, P_{SL} (bar)	3	4	5	6	7
Température secondaire du vapeur, T_{SL} (°C)	320	320	320	320	320
Pression du rechauffement, P_{SR} (bar)	16	16	16	16	16
Température de rechauffement, T_{SR} (°C)	330	330	330	330	330
Débit du vapeur, m_s (kg/s)	65,55	65,40	65,20	65,00	64,80
Puissance Net, W_{net} (MW)	147,80	148,35	148,82	149,21	149,17
Rendement thermique du système, η_{th} (%)	56,438	56,648	56,828	56,976	56,961
Rendement d'électricité solaire, η_{sol} (%)	28,253	28,575	28,866	29,105	28,938

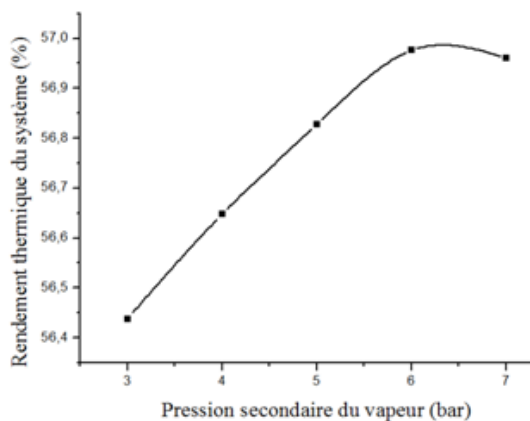


Figure 2 : L'effet de la pression secondaire de vapeur sur le rendement thermique du système

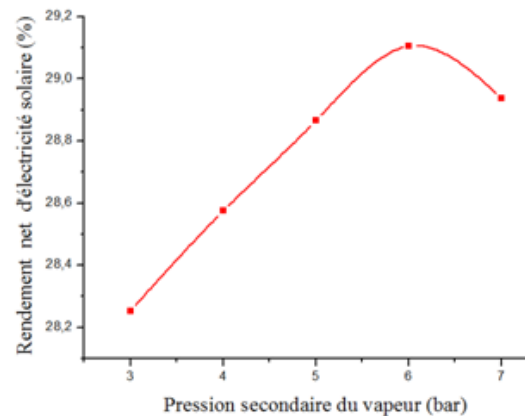


Figure 3 : L'effet de la pression secondaire de vapeur sur le rendement net d'électricité solaire du système

La température d'entrée d'air et de sortie des gaz d'échappement demeurent invariable.

La température et la pression du vapeur haute pression restent constantes (86,63bar et 560°C).

La stratégie de répartition solaire est adoptée dans le système intégré, la flamme du brûleur de secours ou un système de stockage thermique n'est pas nécessaire. Si aucune énergie solaire n'est disponible (par exemple la nuit), la centrale ISCC fonctionne comme un système de CCGT.

Le tableau 3 et les figures. 2 et 3 présentes l'effet de la pression de vapeur à basse pression sur le rendement thermique et le rendement solaire nette d'électricité de la centrale thermique.

Dans le processus de calcul, la température de la vapeur à basse pression est réglée pour être 320°C sur la base de la différence de température minimale donnée de la basse pression.

Dans la sortie de surchauffeur, la pression de vapeur est supposée être 16 bars, cette valeur est à la plage optimale de la pression de travail pour faire fonctionner un système d'alimentation de réchauffage de turbine à vapeur. On voit que le débit massique de vapeur d'eau diminue avec la mise en valeur de la pression de vapeur à basse pression, aussi la puissance nette de sortie. C'est parce que l'augmentation de la température de saturation augmente les fonctions sensibles de transfert de chaleur dans l'économiseur pour une température donnée au turbine à gaz, ce qui entraîne une réduction du débit d'eau d'alimentation. Le rendement thermique et d'électricité solaire maximale du système sont atteints lorsque la pression de la vapeur à basse pression est d'environ 6 bars.

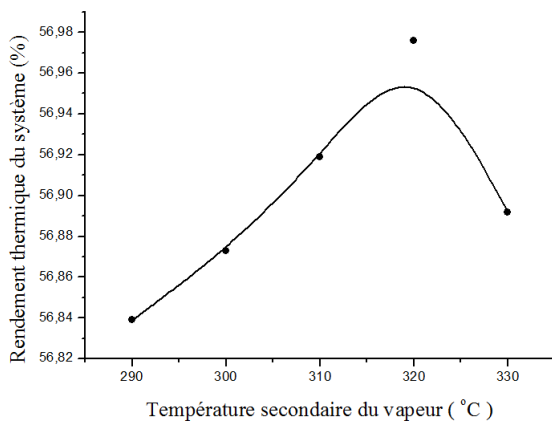


Figure 4 : L'effet de la température secondaire du vapeur sur le rendement thermique du système

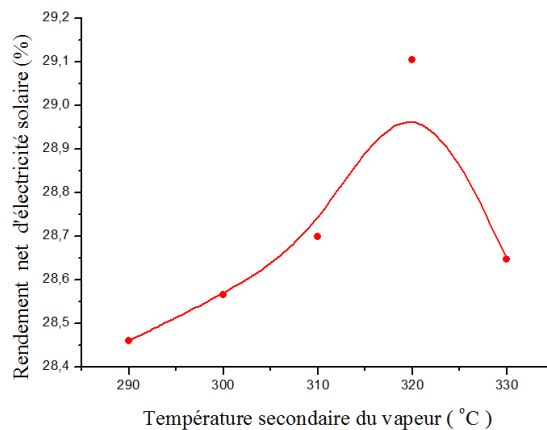


Figure 5 : L'effet de la température secondaire du vapeur sur le rendement net d'électricité solaire du système

Tableau 4: L'effet de la température secondaire du vapeur sur les performances du système

Paramètres	Conditions de travail				
	1	2	3	4	5
Pression principale du vapeur, P_{SH} (bar)	86,63	86,63	86,63	86,63	86,63
Température principale du vapeur, T_{SH} (°C)	560	560	560	560	560
Pression secondaire du vapeur, P_{SL} (bar)	6	6	6	6	6
Température secondaire du vapeur, T_{SL} (°C)	290	300	310	320	330
Pression du rechauffement, P_{SR} (bar)	16	16	16	16	16
Température de rechauffement, T_{SR} (°C)	330	330	330	330	330
Débit du vapeur, m_s (kg/s)	65,55	65,40	65,20	65,00	64,80
Puissance Net, W_{net} (MW)	148,85	148,94	149,06	149,21	148,99
Rendement thermique du système, η_{th} (%)	56,839	56,873	56,919	56,976	56,892
Rendement d'électricité solaire, η_{sol} (%)	28,461	28,565	28,700	29,105	28,648

L'effet de la température de la vapeur à basse pression sur les performances du système est donné dans le tableau 4 et représenté sur les Fig. 4 et 5. Dans cette simulation, la pression de la vapeur à basse pression est réglée sur la valeur 5 bars, ce qui est la pression optimale pour atteindre les rendements thermiques maximaux.

La vapeur réchauffée est également supposée être 16 bars. On peut voir que le rendement thermique et le rendement net d'électricité solaire peuvent être atteints les valeurs 56,9% et 29,1% respectivement lorsque la température de la vapeur à basse pression est réglée à 320°C. Si la température de la vapeur est encore augmentée (plus de 320°C) le rendement diminuerait fortement. La raison est vraisemblablement que la turbine à gaz disponible évacuant l'air chaud est fixé, le transfert de chaleur sensible de l'eau d'alimentation est limitée, l'augmentation de la température de la vapeur d'eau entraînerait une réduction du débit massique de vapeur et la puissance de sortie nette afin de maintenir la différence de température minimale dans la surchauffeur.

4. Conclusion

Dans cette étude on propose un cycle combiné solaire intégré avec la technologie de génération directe de vapeur (ISCC-DSG). Les capteurs solaires cylindro-parabolique sont couplés au cycle de vapeur d'un système de CCGT classique. Le bloc d'alimentation contient deux turbines à gaz SGT800 et un cycle de vapeur à double pression, uniquement la partie haute pression est réchauffée. Le champ solaire est utilisé pour vaporiser l'eau d'alimentation de la vapeur saturée pour la partie haute pression, tandis que le préchauffage de l'eau d'alimentation et la surchauffe de la vapeur d'eau sont réalisés dans la chaudière de récupération. La génération de vapeur solaire entraînée améliore la récupération de chaleur dans la chaudière de récupération, où seul le processus de transfert de chaleur sensible se produit. Par cet agencement, le point de pincement contraint de différence de température dans HRSG pourrait être éliminé, donc plus de vapeur peut être produite. Le débit de vapeur accrue augmente la puissance de sortie du cycle de Rankine. Les simulations préliminaires pour ce système ISCC sont effectuées en utilisant le code ASPEN PLUS, montré que le cycle de turbine à vapeur, peut atteindre des conditions optimales pour le réchauffage et la basse pression du vapeur (16 bars et 560°C et 6 bars et 320°C, respectivement dans cette étude), ce qui renforcerait la performance du système.

References

79. Lewis NS. Toward cost-effective solar energy use. *Science* 2007;315:798–801.
80. Jin H, Lin R. Cascade energy utilization and gas turbine integrated energy system. Beijing: Science Press; 2008. I.S.
81. Allani Y., Favrat D., von Spakovsky M., 1996, CO₂ mitigation through the use of hybrid solar combined cycles. Third Int. Conf. On Carbon Dioxide Removal Technologies (ICCD-3), MIT, Cambridge, USA.
82. Li Y, Zhang N, Cai R. Low CO₂-emissions hybrid solar combined-cycle power system with methane membrane reforming. *Energy* 2013;58:36–44.
83. Montes MJ, Rovira A, Muñoz M, Martínez-Val JM. Performance analysis of an integrated solar combined cycle using direct steam generation in parabolic trough collectors. *Appl Energy* 2011;88:3228–38.
84. Hong H, Jin H, Ji J, Wang Z, Cai R. Solar thermal power cycle with integration of methanol decomposition and middle-temperature solar thermal energy. *Sol Energy* 2005;78:49–58.
85. Michel capderou, Atlas solaire de l'Algérie, tome2 Aspect énergétique, EPAU (Ecole polytechnique d'architecture et d'urbanisme) ; Edition n°2075.

86. www.siemens.com/energy.

87. Aspen plus, Copyright (c) 1981-2009 by Aspen Technology, Inc.

88. G.E. Cohen, D.W. Kearny, J.K. Gregory, Final report on the operation and maintenance improvement program for Concentrating solar power plants; 1999, SAND 99-1290.

89. Baghernejad A, Yaghoubi M. Exergoeconomic analysis and optimization of an integrated solar combined cycle system (ISCCS) using genetic algorithm. *Energy Convers Manage* 2011;52(5):2193–203.