

Modélisation thermodynamique du fonctionnement d'une micro-turbine à gaz solaire de 10 kWe destinée à la production d'énergie électrique décentralisée en zone sahélienne

Kory FAYE^{1*}, Ababacar THIAM^{1,2}, Mactar FAYE^{1,2}

¹ Efficacité et Systèmes Energétiques, Université Alioune Diop de Bambey, kory.faye@uadb.edu.sn

² Laboratoire d'Energétique Appliquée, Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar, ababacar.thiam@uadb.edu.sn et mactar.faye@uadb.edu.sn

INFOS SUR L'ARTICLE

Historique de l'article:

Reçu le : 31 juillet 2019

Reçu en format révisé le : 19 novembre 2019

Accepté le : 23 novembre 2019

Mots-Clés:

Analyse énergétique

Cycle de Brayton

Modélisation

Micro-turbine à gaz solaire

RESUME

L'objectif de cette étude est de modéliser le fonctionnement d'une micro-turbine à gaz solaire mono-arbre à cycle de Brayton ouvert direct de 10 kWe. L'analyse énergétique du cycle de Brayton est élaborée en suivant les propriétés thermodynamiques de l'air ambiant. La modélisation des composants de la micro-turbine à gaz solaire est également étudiée pour déterminer leurs performances. Elles ont permis de déterminer le rendement thermique maximal, la quantité de chaleur utile et les travaux spécifiques massiques du compresseur et de la turbine pour une puissance électrique de 10 kW. Les résultats de cette étude ont montré que le rendement thermique maximal est de 36,41% pour un taux de compression de 4.78. Un rendement solaire-électrique de 21,19% est obtenu pour une TET de 850 °C. Les pertes de pression dans le récepteur solaire et dans le récupérateur de chaleur sont respectivement 170,10 Pa et 7,76 Pa.

Nomenclature

a	Largeur du récupérateur [m]
b	Hauteur d'un canal [m]
Cp	Capacité thermique massique [J/kg/K]
Dh	Diamètre hydraulique [m]
DNI	Direct Normal Irradiation [W/m ²]
F	Coefficient de Deput-Forchheimer [m]
H	Enthalpie [J/kg]
K	Perméabilité du milieu poreux [m ⁻¹]
L	Longueur du récupérateur [m]
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
NUT	Nombre d'Unités de Transfert [-]
n	Nombre de capteur solaire [-]
P	Pression [Pa]
Q	Quantité de chaleur [kJ/kg]
S	Surface [m ²]
T	Température [°C]
W	Travail massique [kJ/kg]

Nomenclature

η	Rendement [%]
δ	Taux de compression [-]
ε	Efficacité thermique du récupérateur [%]
μ	Viscosité dynamique [kg/m s]
τ	Masse volumique [kg/m ³]

Indices et exposants

a	Constante
1, 2, 3, 4, 5 et 6	Positions du cycle de Brayton
C	Compresseur
c	canal
CS	Capteur Solaire
ut	Utile
opt	Optique
T	Turbine
e	électrique
Th	Thermique

Symboles grecs et abréviations

MTAGS	Micro turbine à gaz solaire
GES	Gaz à effet de serre
TET	Température à l'entrée de la turbine
RPC	Ceramique Poreuse Reticulée
CSP	Energie Solaire Concentrée

I. Introduction

La demande d'énergie augmente continuellement à cause du développement économique des pays mais également de la croissance démographique (Ahmed M. Daabo et al., 2017). Cette demande est satisfaite grâce aux sources d'énergies fossiles. Les énergies fossiles sont non seulement limitées mais elles rejettent des gaz à effet de serre (GES). Les GES polluent l'atmosphère et sont à l'origine des changements climatiques. Le recours aux sources d'énergies renouvelables est aujourd'hui incontournable pour faire face à ces menaces. L'énergie solaire est considérée comme l'une des principales sources d'énergie renouvelable qui peut jouer un rôle important dans la réduction des émissions de GES (H. N. Somehsaraei et al., 2016). Elle peut être utilisée pour la production d'énergie électrique à travers différents cycles thermodynamiques tel que le cycle de Brayton. Ce dernier est utilisé dans les pays à fort potentiel solaire.

Le Sénégal est un pays sahélien qui possède un DNI (Direct Normal Irradiation) compris entre 1400 et 2000 kW/m²/an (Ababacar Thiam et al., 2017). De plus en matière d'accès à l'électricité, la dualité ville/campagne apparaît très fortement marquée. L'offre énergétique est essentiellement concentrée dans les villes alors 60% de la population vit en milieu rural et leur accès aux services énergétiques modernes demeurent faible (Thiam, A. et al., 2017).

Pour remédier à ces problèmes, les micro-turbines à gaz solaires (MTAGS) doivent être étudiées et exploitées. Elles sont considérées comme une technologie prometteuse en raison de leur réalisation simple, de leur faible coût de maintenance et leur durabilité (Ahmed M. Daabo et al., 2017). En outre, elles sont très compétitives en termes de rendements et d'impact environnemental.

Ces dernières années, la technologie des turbines à gaz solaires a fait l'objet de nombreuses études comme en témoigne le nombre important de projet mise en place et l'abondante littérature scientifique étudiée et publiée (Andrea Giostri et E. Macchi, 2016).

Dans le cadre du projet SOLGATE (Peter Heller et al., 2006), une turbine à gaz solaire a été mise en place. En 2010, le projet SOLHYCO (R. Korzynietz et al., 2016) a permis d'apporter des améliorations par l'intégration d'une turbine à gaz hybride solaire à cogénération et à cycle combiné. Ces activités ont conduit également à un certain nombre de nouveaux projets en cours de développement comme SOLUGAS (M. Quero et al., 2013), PEGASE etc.

Cependant, même si la faisabilité technique des centrales d'une capacité de Mégawatts a déjà été étudiée, l'utilisation de micro-turbines à gaz solaires est une nouvelle perspective pour la production d'énergie électrique décentralisée dans les zones éloignées.

Une micro-turbine à gaz solaire d'une capacité de 32,9 kWe a été étudiée par Andrea Giostri et Ennio

Macchi, 2016. Leurs résultats ont montré un rendement solaire-électrique de 26,48% pour une température à l'entrée de la turbine de 1100 °C.

Une étude portant sur l'analyse et l'optimisation d'une turbine à gaz solaire a été présentée par Evangelos Bellos et al., 2017. L'objectif est d'évaluer les pertes de charge dans les capteurs, qui réduisent la pression à l'entrée de la turbine et donc la production d'électricité. Les résultats ont montré que 1050 capteurs entraînaient une consommation de gaz naturel de 0,3389 kg/s et une production d'électricité de 14,81 MWe. Cette solution optimale permet d'économiser 64% de carburant avec une perte de 2,8% sur l'électricité produite.

Peter Pozivil et al., 2017, ont étudié également les performances thermiques d'une turbine à gaz hybride solaire à des cycles simples, récupéré et combiné. Dans leur conclusion, le cycle combine présente un rendement plus élevé. De plus l'efficacité thermique du récepteur solaire diminue lorsque la TET augmente.

L'étude des contraintes et des déformations d'une turbine radiale utilisée dans le cycle solaire de Brayton a été faite par Daabo et al., 2018. Leurs résultats ont montré que les contraintes et déformations augmentent avec la vitesse de rotation de la turbine.

Par ailleurs, Thiam, A. et al., 2017, ont montré que les technologies CSP peuvent être installées dans la zone sahélienne. La zone identifiée se trouve au nord du Sénégal avec un DNI supérieur à 1600 kWh/m²/an.

Malgré les nombreuses études thermodynamiques réalisées sur les turbines à gaz solaires et les quelques installations démontrées, il n'existe actuellement aucune étude réalisée dans la zone Sahélienne.

II. ETUDE THÉORIQUE DE LA MICRO-TURBINE À GAZ SOLAIRE

II.1 Problématiques

La turbine à gaz solaire est une technologie prometteuse à raison de sa réalisation et de sa maintenance simple. Elle est également très compétitive en termes de rendement et d'impact environnemental. Mais les études théoriques ont montré que cette technologie présente des pertes de pression dans le récupérateur de chaleur et des pertes de pression et de chaleur dans le récepteur solaire. Ces pertes limitent la puissance nette de sortie du système. De plus le caractère intermittent de la source solaire favorise une production faible et non continue du système.

II.2 Paramètres d'exploitation de la MTAGS

Les paramètres d'exploitation intervenant dans le calcul du rendement thermique sont donnés dans le tableau 1.

Tableau 1. Caractéristiques de la turbine à gaz solaire

Paramètres	Valeurs
Température à l'entrée du compresseur	25 °C
Température à l'entrée de la turbine	850 °C
Rendement isentropique du compresseur	90%
Rendement isentropique de la turbine	85%
Efficacité du récupérateur	70%

Les dimensions du récupérateur de chaleur sont représentées dans le tableau 2.

Tableau 2. Caractéristiques du récupérateur de chaleur.

Paramètres	Valeurs
Hauteur	0,5 m
Largeur	0,5 m
Epaisseur d'un canal	0,05 m
Epaisseur d'une plaque	0,01 m

Les caractéristiques du récepteur solaire sont représentées dans le tableau 3

Tableau 3. Caractéristiques du récepteur solaire

Paramètres	Valeurs
Coefficient de D. Forchheimer	444,02 m ⁻¹
Perméabilité du milieu poreux	1,35.10 ⁻⁷ m ²
Diamètre de la cavité	0,60 m
Masse volumique	0,32 kg.m ⁻³
Viscosité dynamique	4,40 ⁻⁵ kg.m ⁻¹ s ⁻¹

III. MATERIEL ET METHODE

III.1 Description du système

Le système décrit à la fig.1. est une micro-turbine à gaz solaire mono-arbre à cycle de Brayton ouvert direct (Ahmed M. Daabo et al., 2017). Elle est constituée d'un compresseur centrifuge (C), d'un récupérateur de chaleur à plaques à contre-courants (R), d'un récepteur solaire volumétrique à air pressurisé indirect (RS) et d'une turbine radiale (T).

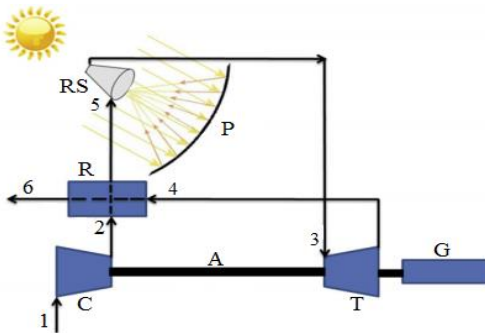


Fig.2. Turbine à gaz solaire mono-arbre.

Le cycle de Brayton qui décrit le fonctionnement de la micro-turbine à gaz solaire est représenté sur la fig.2. (Bouam Abdallah, 2009). Dans cette figure, les processus (1-2) et (3-4) sont irréversibles à cause des pertes inhérentes au niveau du compresseur et de la turbine. Le processus (2-3) n'est pas à pression constante due aux pertes de pression dans le récupérateur et le récepteur.

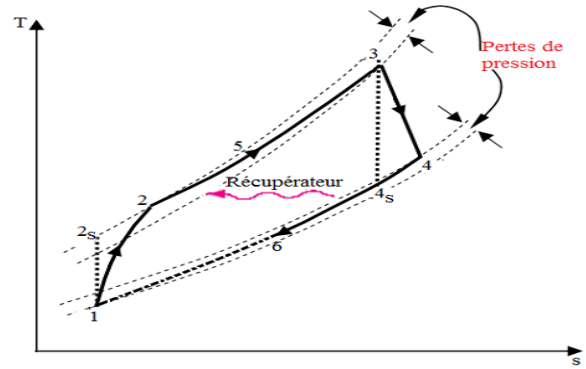


Fig.2. Cycle de Brayton ouvert direct.

III.2 Bilan énergétique

L'étude du bilan énergétique du cycle de Brayton permet dans une première approche de connaître le fonctionnement réel de la micro-turbine à gaz solaire. Lors de cette étude, il est important de suivre l'évolution du rendement en fonction des paramètres du système et des imperfections supposées connues des machines thermiques.

Les hypothèses de travail sont :

Le fluide de travail (air ambiant) est considéré comme un gaz parfait.

Les chutes de pression et de température dans les passages reliant les composants de la MTAGS sont négligeables.

Les travaux massiques de compression et de la détente sont donnés respectivement par les équations (1) et (2).

$$W_C = \frac{C_p T_1}{\eta_c} (\delta_C^a - 1) \tag{1}$$

$$W_T = C_p \eta_T T_3 (\delta_C^{-a} - 1) \tag{2}$$

La quantité de chaleur apportée par le récepteur solaire, c'est-à-dire la quantité de chaleur utile s'écrit :

$$Q_{ut} = C_p \left\{ T_3 - T_3 \varepsilon [\eta_T (\delta_C^{-a} - 1) + 1] + T_1 (\varepsilon - 1) \left[\frac{1}{\eta_c} (\delta_C^a - 1) + 1 \right] \right\} \tag{3}$$

Le rendement thermique du cycle de Brayton relatif au fonctionnement de la micro-turbine à gaz solaire est donné par l'équation (4).

$$\eta_{Th} = \frac{T_3 \eta_T (\delta_C^{-a} - 1) - \frac{T_1}{\eta_c} (\delta_C^a - 1)}{T_3 \{ 1 - \varepsilon [\eta_T (\delta_C^{-a} - 1) + 1] \} + T_1 (\varepsilon - 1) \left[\frac{1}{\eta_c} (\delta_C^a - 1) + 1 \right]} \tag{4}$$

Le rendement solaire-électrique prend en compte les performances globales du système et est défini comme le rapport entre le travail net et l'énergie solaire disponible :

$$\eta_{sol-él} = \frac{T_3 \eta_T (\delta_c^{-a} - 1) - \frac{T_1}{\eta_c} (\delta_c^a - 1)}{n S_{CS} \eta_{opt} DNI} \quad (5)$$

III.3 Modélisation des composants de la MTAGS

Le type de composants ayant été choisi précédemment, il convient de déterminer parmi ces composants, ceux qui sont plus adaptés à notre système. Cette détermination peut se faire grâce à la modélisation.

a. Compresseur centrifuge

Le rendement isentropique du compresseur est donné par l'équation (6) :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^a - 1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - 1} \quad (6)$$

b. Récupérateur de chaleur

L'efficacité du récupérateur est le rapport entre la puissance thermique réellement échangée et la puissance d'échange maximale théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des deux fluides (nature, débit, ...). Elle traduit donc la performance de transfert de chaleur du récupérateur de chaleur. En utilisant la méthode du NUT (Nombre d'Unités de Transfert), elle s'écrit selon P. Maghsoudi et al., 2018.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT \cdot (1 - C)]}{1 - C \cdot \exp[-NUT \cdot (1 - C)]} \quad (7)$$

$C = \frac{c_{min}}{c_{max}}$ est le taux de capacité calorifique.

Les pertes de pression dans celui-ci sont données par l'équation (8).

$$\Delta P = \left[0,79 \ln \frac{4 \dot{m}_c (a/b)}{\mu D_h \left(\left(\frac{a}{b} \right) + 1 \right)^2} - 1,64 \right]^{-2} \cdot \left[\frac{8 \dot{m}_c^2 (a/b)^2}{\rho \left(\left(\frac{a}{b} \right) + 1 \right)^4} \right] \cdot \left[\frac{L}{D_h^5} \right] \quad (8)$$

c. Récepteur solaire

Le rendement thermique du récepteur solaire est le rapport entre la quantité de la chaleur utile et la quantité de chaleur incidente. Il décrit la capacité du récepteur à absorber et à convertir l'énergie solaire concentrée en chaleur à haute température. Il peut être exprimé par l'équation (9).

$$\eta_{Th} = \frac{\dot{m} (h_{sortie} - h_{entrée})}{Q_{incidente}} \quad (9)$$

En utilisant la méthode de Darcy-Forchheimer (J. Petrasch et al., 2008), les pertes de pression dans le milieu poreux (la RPC) peuvent être calculées par l'équation 10.

$$\Delta P = \left(\frac{\mu \dot{m}}{K \rho S} + \frac{F \dot{m}^2}{\rho S^2} \right) L \quad (10)$$

d. Turbine de détente

Le rendement isentropique de la turbine s'écrit :

$$\eta_T = \frac{1 - \left(\frac{T_4}{T_3} \right)}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^a} \quad (11)$$

Un algorithme de programmation est établi sous Matlab enfin de tracer et de calculer les paramètres de sortis de la micro-turbine à gaz solaire.

IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Le rayonnement solaire direct en fonction du temps est représenté sur la fig.3. Il est maximal (750 W/m²) vers 13h, ce qui correspond à la quantité de chaleur incidente maximale, donc à la température d'entrée de turbine (TET) la plus élevée.

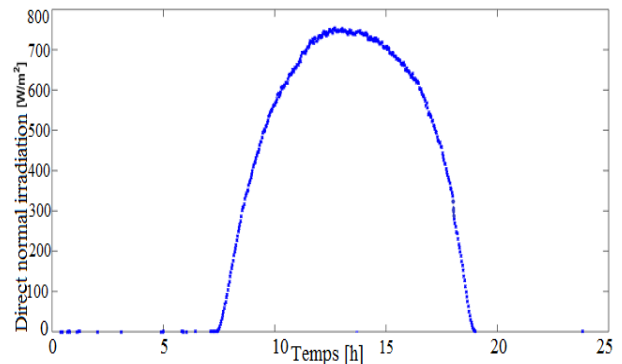


Fig.3. Rayonnement solaire direct en fonction du temps.

La fig.4. représente le rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes TET. Plus, qu'elles sont élevées, le taux de compression correspond au rendement thermique maximal augmente. Ceci montre l'intérêt du choix de cette TET car les micro-turbines à gaz sont caractérisées par des taux de compression faibles. Un rendement thermique maximal de 36,41% est obtenu correspondant à un taux de compression de 4,78.

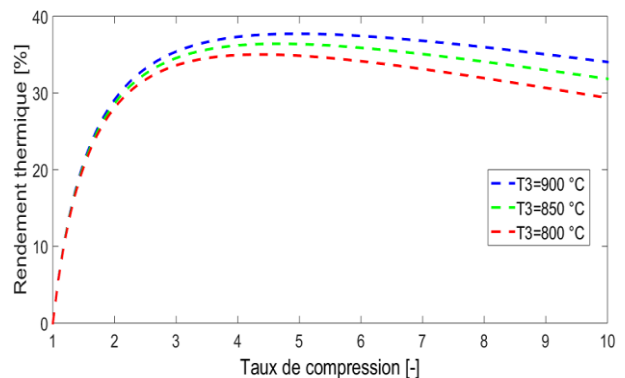


Fig.4. Rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes TET.

Le rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes efficacités du récupérateur de chaleur est représenté sur la fig.5. Ce rendement augmente avec l'augmentation de l'efficacité thermique

du récupérateur de chaleur. De plus, qu'avec l'augmentation de l'efficacité, le meilleur rendement est obtenu avec de faibles taux de compression. Ce qui prouve que l'utilisation d'un récupérateur de chaleur permet d'obtenir de faible taux de compression et un rendement élevé.

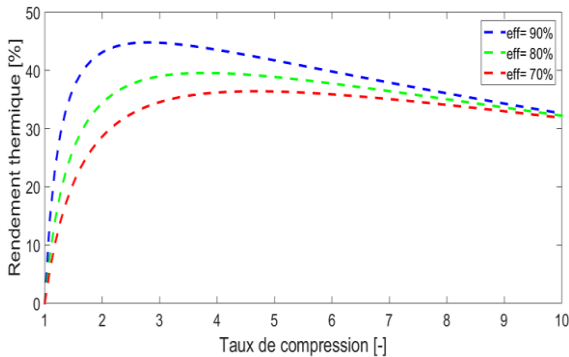


Fig.5. Rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes efficacités du récupérateur.

Le rendement solaire-électrique en fonction du taux de compression pour différentes TET est représenté sur la fig.6. Le rendement solaire-électrique maximal est 21,19% pour une TET de 850 °C. Il est similaire à celui obtenu dans (Andrea Giotri et E. Macchi, 2016) qui est égale à 26,48% pour une TET de 1100 °C. Il faut noter que l'augmentation du rayonnement solaire, c'est-à-dire la TET entraîne une amélioration du rendement. Ce résultat peut être également comparé à celui dans (Evangelos Bellos et al., 2017)

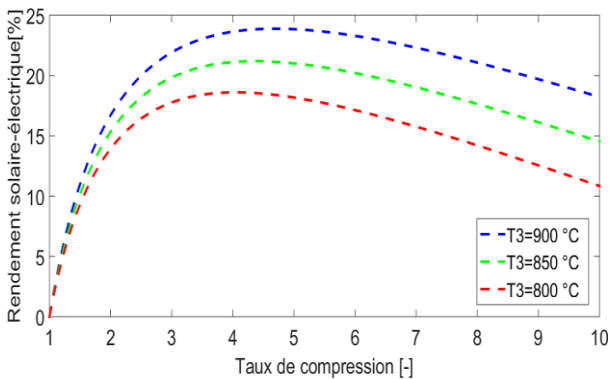


Fig.6. Rendement solaire-électrique en fonction du taux de compression pour différentes TET.

La fig.7. montre les pertes de pression en fonction du débit massique pour différentes longueurs du récupérateur de chaleur. Elles augmentent avec le débit massique et la longueur du récupérateur. Elles peuvent être dues également aux déformations des canaux du récupérateur. Une perte de pression de 7,76 Pa est obtenue correspondant à un débit de 0,11 kg/s pour une longueur de 1 m.

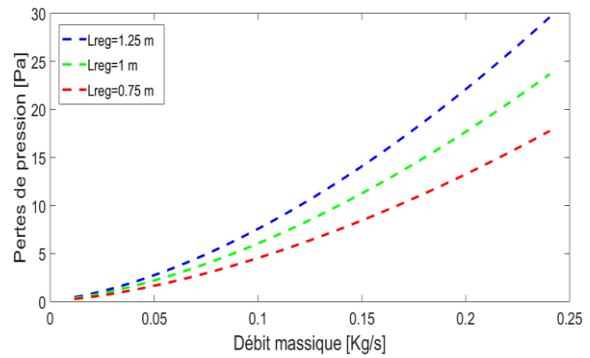


Fig.7. Pertes de pression en fonction du débit massique pour différentes longueurs du récupérateur.

A la fig.8, est représenté le rendement thermique du récepteur solaire en fonction de la chaleur incidente pour différents débits massiques. Le rendement diminue au fur et à mesure que la chaleur incidente augmente à raison des pertes convectives et rayonnantes. Ce résultat est similaire à celui obtenu dans (Peter Pozivil et al., 2015).

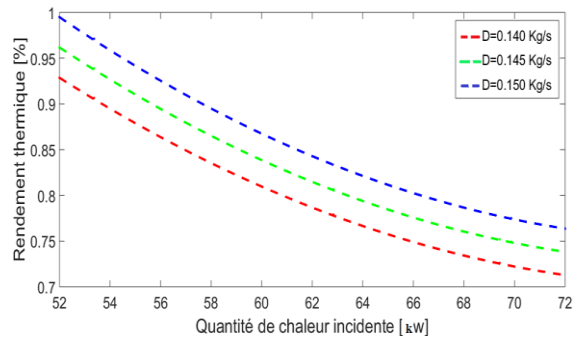


Fig.8. Rendement thermique du récepteur solaire en fonction de la chaleur incidente pour différents débits

Les pertes de pression en fonction du débit massique du gaz pour différentes longueurs de la cavité du récepteur solaire sont représentées sur la fig.9. Elles augmentent avec le débit massique et la longueur de la cavité. Pour des débits faibles, les TET sont plus élevées. En effet, le gaz passe plus de temps dans le milieu et donc échange mieux avec la cavité chauffante et la matrice poreuse au sein de la RPC. Une perte de pression de 170,1 Pa est obtenue pour un débit de 0,11 kg/s correspondant à une longueur de 0,75 m.

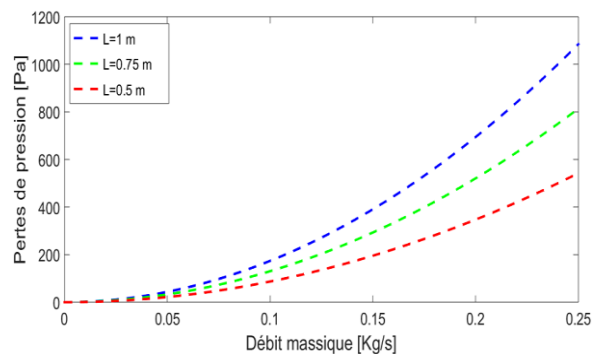


Fig.9. Pertes de pression en fonction du débit massique pour différentes longueurs de la cavité du récepteur.

Les résultats des paramètres de sorties de la micro-turbine à gaz solaire sont représentés dans le tableau 4.

Tableau 4. Paramètres de sorties de la MTAGS

Paramètres	Valeurs
Travail massique du compresseur	193,20 kJ/kg
Travail massique de la turbine	-338,60 kJ/kg
Quantité de chaleur utile	434,09 kJ/kg
Pertes de pression dans le récepteur	170,10 Pa
Pertes de pression dans le récupérateur	7,76 Pa
Rendement thermique maximal	36,41%
Taux de compression	4,78
Rendement solaire-électrique	21,19%

V. CONCLUSION

Le présent travail porte sur la modélisation thermodynamique du fonctionnement d'une micro-turbine à gaz solaire de 10 kWe. Cette technologie a été choisie en raison de son maintenance simple, de son faible impact environnemental mais également de son rendement élevé. Les résultats de l'analyse énergétique représentés dans le tableau 4 montrent que cette technologie solaire thermodynamique est prometteuse. Elle peut être utilisée pour la production d'énergie électrique dans les zones décentralisées.

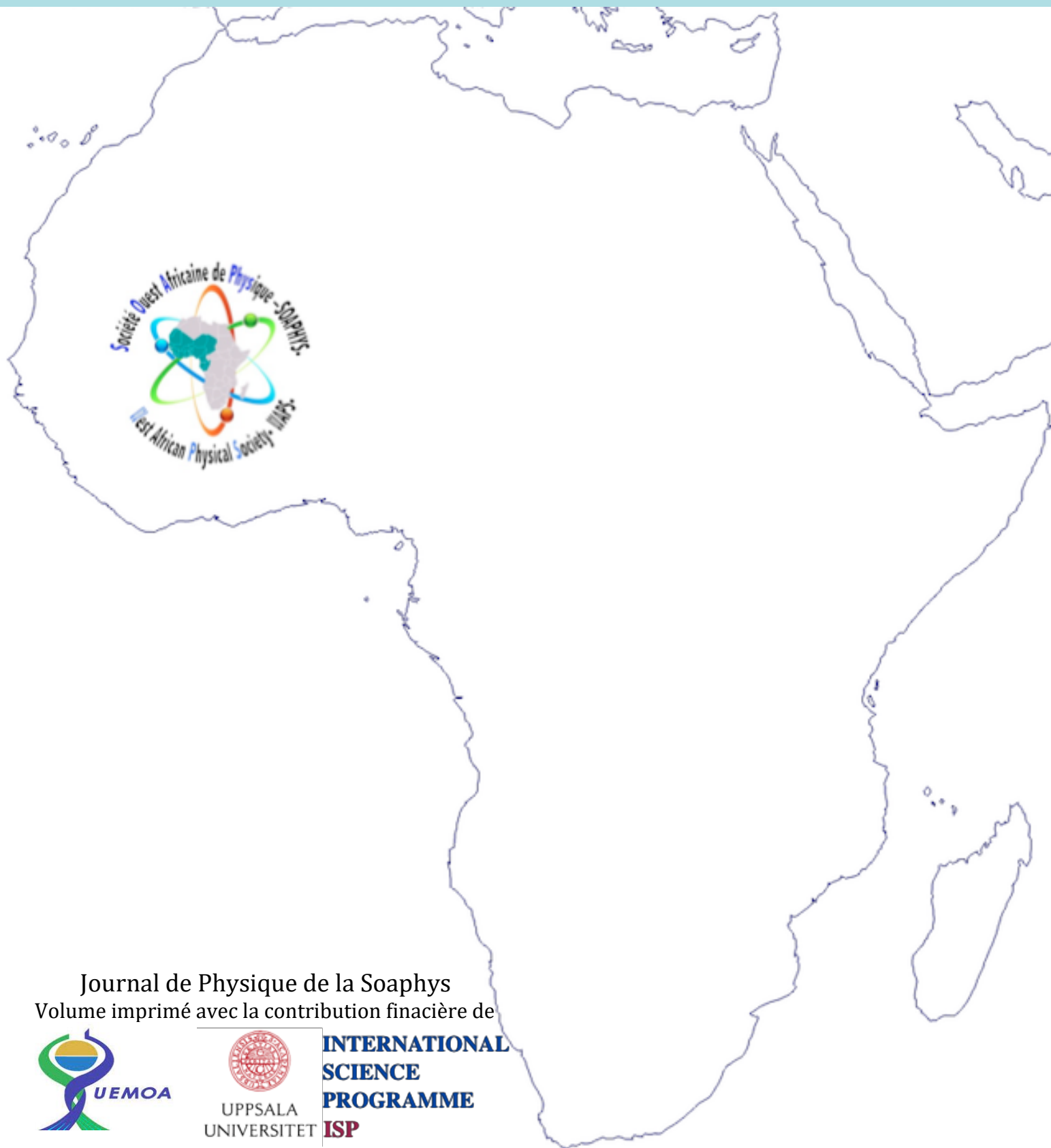
Vu le caractère intermittent de la source solaire, l'hybridation du système avec une autre source d'énergie peut être pertinente pour assurer une production élevée et continue du système.

REMERCIEMENTS

Nous remercions le Centre d'Excellence Africain en Mathématiques Informatique et TIC (CEA-MITIC) pour leur soutien.

REFERENCES

- Ahmed M. Daabo et al., 2017. *Development of three-dimensional optimization of a small-scale radial turbine for solar powered Brayton cycle application*, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, pp. 718–733.
- H. N. Somehsaraei et al., 2016. *Performance analysis of a biogas-fueled micro gas turbine using validated thermodynamic model*, Applied Thermal Engineering, Vol. 66, n°2, pp. 181-190.
- Andrea Giotri et E. Macchi, 2016. *An advanced solution to boost sun-to-electricity efficiency of parabolic dish*, Solar Energy, Vol. 139, pp. 337-354.
- Ahmed M. Daabo et al., 2017. *Numerical investigation of pitch value on thermal performance of solar receiver for solar powered Brayton cycle application*, Energy, Vol. 119, pp. 523-539.
- Andrea Giotri et E. Macchi, 2016. *An advanced solution to boost sun-to-electricity efficiency of parabolic dish*, Solar Energy, Vol. 139, pp. 337-354.
- Evangelos Bellos et al., 2017. *Parametric analysis and optimization of a solar assisted gas turbine*, Energy Conversion and Management, Vol. 139, pp. 151-165.
- Peter Pozivil et Aldo Steinfeld, 2017. *Integration of a pressurized-air solar receiver array to a gas turbine power cycle for solar tower applications*, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 4, pp. 1-30.
- Peter Heller et al., 2006. *Test and evaluation of a solar powered gas turbine system*, Solar Energy, Vol. 80, pp. 1225-1230.
- R. Korzynietz et al., 2016. *Solugas—Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant*, Solar Energy, Vol. 135, pp. 578-589.
- M. Quero et al., 2013. *Solugas – Operation experience of the first solar hybrid gas turbine system at MW scale*, Energy Procedia, Vol 10, pp. 1-10.
- Ahmed M. Daabo et Saad Mahmoud, 2018. *Structural analysis of small-scale radial turbine for solar powered Brayton cycle application*, 12th International Conference on Energy Sustainability Vol 10, P. 1-10.
- Thiam, A. et al., 2017. *Assessment of hybrid concentrated solar power-biomass plant generation potential in Sahel: Case study of Senegal*, Scientific research publishing, Vol. 17, pp. 531-547.
- BOUAM Abdallah, 2009. *Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion*, Thèse de doctorat, Université M'hamed Bougara-Boumerdes d'Algérie, Vol 178, pp. 25-70.
- P. Maghsoudi et al., 2018. *Comparative study and multi-objective optimization of plate-fin recuperators applied in 200 kW micro turbines based on non-dominated sorting and normalization method considering recuperator effectiveness, exergy efficiency and total cost*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 124, pp. 50-67.
- Jorg Petrasch et al., 2008. *Tomography based determination of permeability, Dupuit–Forchheimer coefficient, and interfacial heat transfer coefficient in reticulate porous ceramics*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 29, pp. 315-326.
- Peter Pozivil et al., 2015. *Numerical Heat Transfer Analysis of a 50 kWth Pressurized-Air Solar Receiver*, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 137, pp. 1-4.



Journal de Physique de la Soaphys
Volume imprimé avec la contribution financière de



**INTERNATIONAL
SCIENCE
PROGRAMME
ISP**