

Influence de l'injection de vapeur d'eau sur les performances d'une turbine à gaz utilisée dans les conditions désertiques

Slimane AISSANI ^{1,*}, Abdallah BOUAM ² & Rabah KADI ²

¹ Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures, Université de Boumerdès Algérie.

² Laboratoire des Etudes Thermiques (CRNB) B. P 180 17200 Aïn-Oussera - Djelfa – Algérie.
Slim50dz@yahoo.fr

Résumé: Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures algérienne est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées et à de faciles adaptations aux régimes variables d'exploitation. Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant qui varie considérablement au Sahara, fait que le rendement thermique de ces machines se trouve affecté. Néanmoins le cycle d'une TAG est très souple de telle sorte que ses performances puissent être améliorées, en ajoutant des composants supplémentaires. A cet effet l'injection de vapeur d'eau est proposée pour l'augmentation de la charge massique en fluide lorsque la température de l'air ambiant dépasse celle des conditions standards. L'étude est faite sur une TAG de 25 MW en modélisant son cycle par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement, afin d'obtenir la vapeur d'eau surchauffée à injecter à l'amont de la chambre de combustion. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de courbes pour une meilleure illustration.

Mots clés : Turbine à gaz, injection de vapeur, bilan énergétique, puissance spécifique, rendement thermique.

1. Amélioration du cycle de Brayton

Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées sur les installations à turbine à gaz (ITG), tels que les cycles combinés, la régénération, le refroidissement intermédiaire dans le compresseur, le réchauffage du gaz après la première détente et l'injection de masse de vapeur. Généralement, l'objectif principal de ces investigations est d'obtenir un rendement plus élevé [1-10].

Dans notre cas on s'est intéressé à l'augmentation de la puissance de sortie de la turbine de détente par l'injection d'une masse de vapeur d'eau dans le circuit.

1.1. Injection de masse de vapeur dans le circuit de la TAG

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances [11-15]. Les lieux d'injections d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une TAG peuvent être soit, à l'amont du compresseur, ou à l'amont de la chambre de combustion, figure 1.

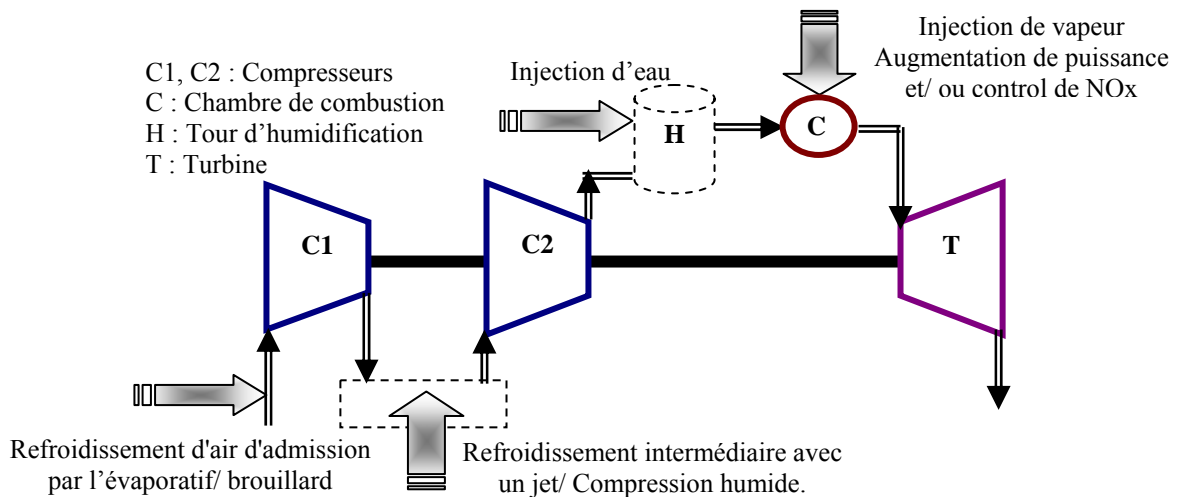


Fig.1 : Configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans une TAG

La vapeur doit être surchauffée et une différence de 25°C par rapport à la température de l'air de refoulement du compresseur doit être maintenue.

1.2. Performances du cycle avec injection de vapeur

L'influence de l'injection de vapeur d'eau sur les caractéristiques principales de la TAG a été étudiée.

1.2.1. Effets de l'injection de vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG

Pour des conditions de référence données (T_{Iso} , p_{Iso} et ϕ_{Iso}) les caractéristiques de la TAG avec l'injection de vapeur sont exprimées par :

a- Puissance fournie par la turbine de détente

$$P_T(\tau, T_{Amb}, vap) = (\dot{m}_a + \dot{m}_{f'}) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v * (h_{v,t_{CC}} - h_{v,t_4}) \quad (1)$$

b- Puissance utile

$$P_{Ut_Disp}(\tau, T_{Amb}, vap) = P_T(\tau, T_{Amb}, vap) - P_C(\tau, T_{Amb}) \quad (2)$$

c- Rendement thermique global

$$\eta_{The}(\tau, vap) = \frac{[-B_1 * \gamma + (\alpha + vap * \beta + \gamma) * C_1 + vap * \gamma * D_1] * \eta_{mec}}{PCI * (vap * \beta + \alpha)} \quad (3)$$

Avec :

$$\begin{cases} \alpha = h_{3,g} - h_{2,a} \\ \beta = h_{3,v} - h_{t_{inj},v} \\ \gamma = \eta_{CC} * PCI - h_{3,g} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} A_1 = (\eta_{The} * PCI) / \eta_{mec} \\ B_1 = w_C(\tau, vap) / \eta_{mec} \\ C_1 = h_{3,g} - h_{4,g} \\ D_1 = h_{3,v} - h_{4,v} \end{cases} \quad (4)$$

1.2.2. Amélioration des caractéristiques principales de la TAG par l'injection de vapeur

Dans le but de stabiliser la puissance de la TAG lorsque la température de l'air ambiant dépasse celle de référence, les quantités nécessaires de vapeur d'eau à injecter ont été évaluées.

a- Rapport débit vapeur-débit air

$$\begin{aligned} vap(\tau, T_{Amb}) = & \frac{\left[\left(\frac{w_C(\tau, T_{Amb})}{\eta_{mec}} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (\eta_{CC} * PCI - h_{3,g})}{(\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}) * (h_{3,v} - h_{4,v}) - \left[\eta_{The}^{Iso} * \left(\frac{PCI}{\eta_{mec}} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,v} - h_{t_{inj},v})} \quad (5) \\ & + \frac{\left[\eta_{The}^{Iso} * \left(\frac{PCI}{\eta_{mec}} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,g} - h_{2,a})}{(\eta_{CC} * PCI - h_{3,g}) * (h_{3,v} - h_{4,v}) - \left[\eta_{The}^{Iso} * \left(\frac{PCI}{\eta_{mec}} \right) - (h_{3,g} - h_{4,g}) \right] * (h_{3,v} - h_{t_{inj},v})} \end{aligned}$$

1.3. Données d'exploitation de la turbine à gaz

Le détail sur les différents paramètres et les hypothèses de bases considérées sont donnés dans le tableau 1, d'après [15-18]. Une modélisation basée sur les relations analytiques des différents processus d'une installation à

TAG largement utilisée dans l'industrie pétrolière fonctionnant sans injection de vapeur et avec injection de vapeur a été réalisée.

Tableau 1 : Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS 5002

P_{Const}	18000 kW	t_{Amb}	0 / 50 °C
η_{Th_Const}	23 %	η_{CC}	95 %
t_{CC}	900 °C	η_G	96 %
PCI (GN)	45119 kJ/kg	η_T	88 %
C_f	1.02	η_{mec}	95 %
η_C	90 %	$\Delta p_{Gén}$	1,25 %
p_{Amb}	1,0132 bar	Δp_{CC}	4 %
T	7.3761	Δp_{Adm}	1 %

2. Résultats et discussions

En supposant que la TAG fonctionne dans des gammes de température ambiante extrêmes (hivers : 0°C, été : 50°C) et du taux de compression ($1 < \tau < 10,5$), on a cherché l'influence de la variation de ces paramètres.

2.1. Influence des conditions atmosphériques sur les performances de la TAG

Les figures 2 et 3 montrent l'effet de la température ambiante sur le rendement thermique, sur la puissance absorbée par le compresseur et la puissance délivrée par la turbine en fonction du taux de compression.

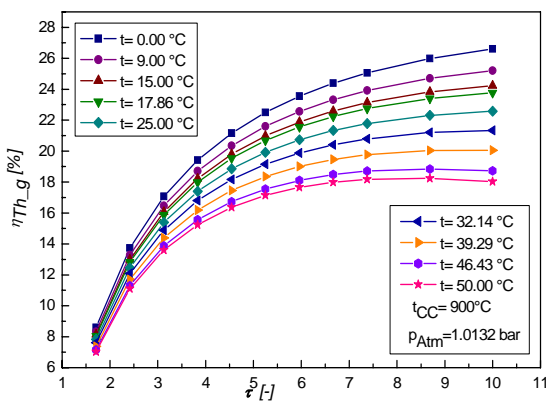


Fig.2 : Rendement thermique

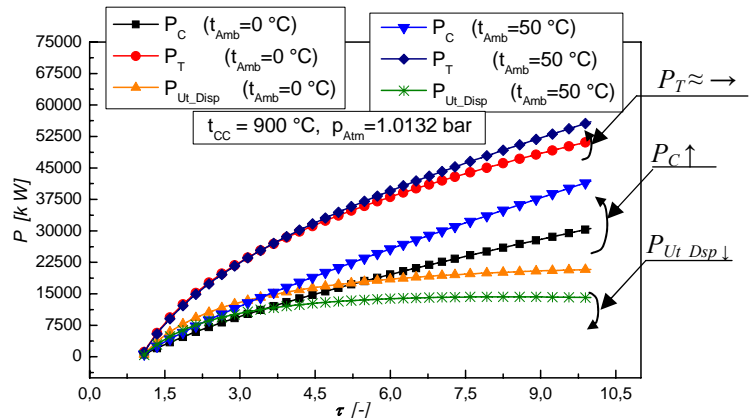


Fig.3 : Différentes puissances

On observe pour un taux de compression correspondant à celui de notre étude, l'augmentation de la température ambiante de 15 à 50°C fait chuter le rendement thermique de 23 à 18%, ce qui est important.

2.2. Effets de l'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG

Afin d'analyser l'influence de l'injection de vapeur d'eau sur les performances de la TAG dans des conditions standards, le calcul des caractéristiques principales de la TAG a été effectué dans des gammes, de taux de compression et de rapport vapeur-air injectés bien définis.

2.2.1- Influence du taux de compression

Les figures 4 et 5 montrent l'évolution des caractéristiques principales de la Tag en fonction du taux de compression pour différentes quantités de vapeur injectées.

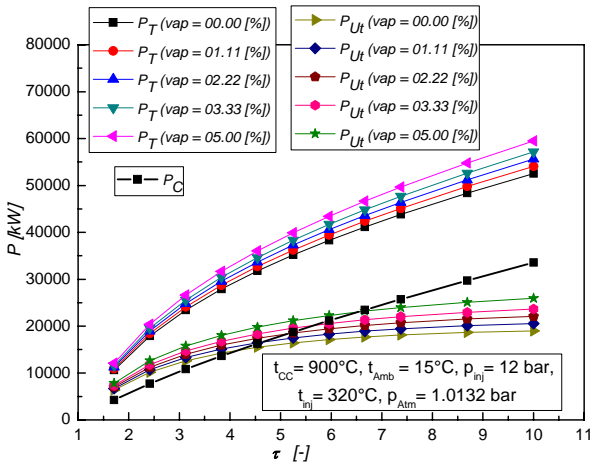


Fig.4 : Puissances de la TAG

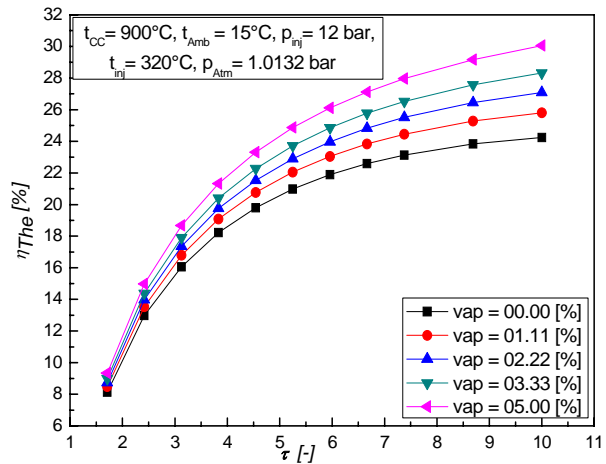


Fig.5 : Rendement thermique

Pour des conditions standards de l'air à l'entrée du compresseur, l'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion conduit à l'augmentation, de la puissance de la turbine de détente, de la puissance utile et du rendement. Cette augmentation est relativement faible pour les taux de compression peu élevés.

2.2.2. Influence de la quantité de vapeur injectée

Les performances et le rendement de la TAG GE MS5002 sont présentés sur les figures 6 et 7.

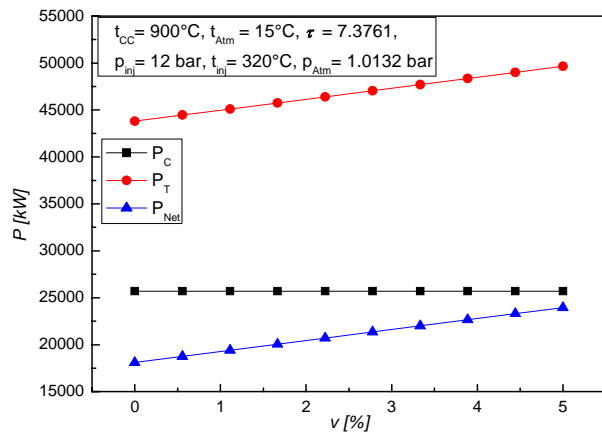


Fig.6: Puissances de la TAG

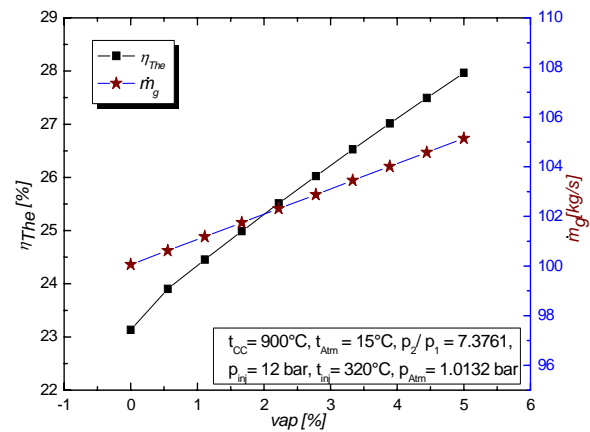


Fig.7 : Rendement et débit des gaz d'échappement

Les puissances de détente, utile, le rendement thermique ainsi que le débit massique des gaz de combustion sont proportionnels au rapport vapeur-air injecté.

Conclusion générale

L'objectif principal de notre travail est de contribuer par une solution technologique à la stabilisation de la puissance de la TAG quand la température de l'air ambiant devient supérieure à celle de référence par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Une installation équipée d'un circuit d'eau d'alimentation, un économiseur et un évaporateur est proposée. Cette partie est traversée par le flux de chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur d'eau surchauffée nécessaire à l'injection avec des paramètres désirés. Pour que le système d'injection engendre un niveau de perte d'énergie massique faible, il faut veiller à ce que le circuit d'évacuation des gaz d'échappement ne soit pas perturbé par la conduite d'eau à vaporiser par un choix adéquat des diamètres. Aujourd'hui l'étude est certes théorique mais réalisable. L'illustration des nombreux résultats obtenus a fait apparaître clairement l'allure, du moins qualitatifs, des

paramètres décrivant les différents processus de la TAG. Avec le caractère épuisable des hydrocarbures toute augmentation de puissance sans apport conséquent de combustible ne peut qu'être bénéfique à l'exploitation de ces équipements et même à la planète toute entière. Et si en plus de l'amélioration des performances de l'installation, l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, contribue à la réduction de la formation de NOx donc à l'effet de serre cela ne peut être que bénéfique.

Nomenclature

c_p, c_v chaleurs spécifiques à P et à V=ct, J/kg.K

f rapport carburant/air (sans injection) $f = \dot{m}_{carb} / \dot{m}_a$

f' rapport carburant/air (avec injection) $f' = \dot{m}'_{carb} / \dot{m}_a$

\dot{m} débit massique de l'écoulement, kg/s

P pression, bar

P puissance, W

PCI pouvoir calorifique inférieur, kJ/Kg

R constante spécifique du gaz, J/kg.K

Put puissance utile de la Tag, W

t température, °C

T température, K

vap rapport (vapeur /écoulement d'air) %, $vap = \dot{m}_v / \dot{m}_a$

w travail spécifique, J/kg

γ exposant isentropique, $\gamma = c_p / c_v$

λ coefficient d'excès d'air

η rendement, %

η_{Th} rendement thermique du cycle, %

η rendement, %

η_{Th} rendement thermique du cycle, %

τ taux de pression du compresseur

Indices et exposants

1, 2, 3, 4 : Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.

a : Quantité liée à l'air.

C : Quantité liée au compresseur.

CC : Quantité liée à la chambre de combustion

const : Quantité liée au constructeur.

f : Quantité liée au carburant.

g : Quantité liée aux gaz de combustion.

inj : Quantité liée aux paramètres d'injection.

iso : Quantité liée aux conditions standards.

méc : Quantité liée aux pertes mécanique.

v : Quantité liée à la vapeur d'eau injectée.

T : Turbine.

Références

- [1] T.S. Kim, C.H. Song, S.T. Ro, S.K. Kauh, "Influence of ambient condition on thermodynamic performance of the humid air turbine cycle", Energy, Vol. 25, 2000.
- [2] A. M. Bassily, "Effects of evaporative inlet and after cooling on the recuperated gas turbine cycle", Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 2000.
- [3] A. Andréas. Amell, F. J. Cadavid, "Influence of the relative humidity on the air cooling thermal load in gas turbine power plant", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, 2002.
- [4] T.Takahashi, E. Koda, T. Mimaki, "A systematic analysis of the effect of air humidification to gas turbine systems", JSME International Journal, Series B, Vol. 45, N°3, 2002.
- [5] J. Castaing-Lasvignottes, "Air humide: Propriétés thermodynamiques, opérations unitaires et technologie associées à son emploi", cours – Université de Pau et des pays de l'Adour, 2003, <http://jc.castaing.free.fr/>

- [6] Chia-Chin Chuang and Deng-Chern Sue, “Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading”, *Energy*, Vol. 30, pp. 1793–1801.
- [7] F.R. Ponce, A. Electo, E. Silva Lora, 2005, “Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance”, *Applied Energy*, Vol. 80, 2005.
- [8] J.Wang, G.Yihua, “Parametric studies on different gas turbine cycles for a high temperature gas-cooled reactor”, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 235, 2005.
- [9] H. Hüseyin Erdem, S. Hakan, “Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, 2006.
- [10] K. Sok Oh, T.S. Kim, “Performance analysis on various system layouts for the combination of an ambient pressure molten carbonate fuel cell and a gas turbine”, *Journal of Power Sources*, Vol. 158, 2006.
- [11] R.K. Jobaidur Rahman and T. Wang, “Fog and Overspray Cooling for Gas Turbine Systems with Low Calorific Value Fuels”, *Proceedings of GT2006 ASME Turbo: Power for Land, Sea & Air May 8-11, ASME GT2006-90396*, 2006, Barcelona, Spain.
- [12] B. Porchakov, S. Aïssani, E. Mikaelian, “Essais d’une turbine à gaz avec variations de pertes de charge locales à la sortie”, *Revue générale de thermique*, France N° 231, 1981.
- [13] GE Power Systems, “MS 5002C Gas turbine performance”, Report for Training Centre of Hassi R’Mel, Nuovo Pignone, 1997.
- [14] A.S. Feitelberg, M. D. Starkey, R.B. Schiefer, R. E. Pavri, M. Bender, J.L. Booth, R. Schmidt, “Performance of a Reduced NOx Diffusion Flame Combustor for the MS5002 Gas Turbine”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, ASME, Vol. 122, 2000.
- [15] A. Bouam, S. Aïssani et R. Kadi, “Influence des conditions ambiantes sur les performances des Tag industrielles”, Colloque international sur les énergies renouvelables (CER) organisé le 4 et 5 Mai 2007 par l’école polytechnique d’Oujda – Maroc.
- [16] www. gepower.com, “Gas Turbine and Combined Cycle Products, Technology, Experience and Innovation”, *GE Power Systems, 4200 Wildwood Parkway Atlanta, GA 30339 GEA 12985C*, 2003.
- [17] R.K. Sullerey and A. Agarwal, “Performance improvement of gas turbine cycles”, *Advances in Energy Research*, 2006.
- [18] R. Carapellucci, A. Milazzo, “Repowering combined cycle power plants by a modified STIG configuration”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 2007.
-