

## Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion

Abdallah Bouam<sup>1\*</sup>, Slimane Aissani<sup>2</sup> et Rabah Kadi<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire des Etudes Thermiques, Centre de Recherche Nucléaire de Birine, 'CRNB'  
B.P. 180, Aïn-Oussera, Djelfa, Algérie

<sup>2</sup> Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie,  
Université M'Hamed Bougara, Avenue de l'Indépendance, Boumerdes, Algérie

(Reçu le 21 Mai 2007 – accepté le 30 Juin 2008)

**Résumé** - *Le rôle des turbines à gaz, dans la production d'électricité, de l'industrie pétrolière et dans les réacteurs à neutrons rapides refroidis en utilisant l'hélium comme fluide caloporteur a pris une attention particulière ces dernières années. A cet effet, différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des cycles de turbines à gaz. Dans cette optique, la méthode d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion d'une turbine à gaz a été proposée, étudiée et comparée avec un cycle simple. L'objectif principal de ce travail consiste à la réalisation d'un programme de calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les caractéristiques des différents composants de la turbine à gaz, telles que la compression, la combustion et la détente. Une fois que les paramètres de fonctionnement optimaux sont connus, le recalcul des performances de l'installation a été effectué en injectant des quantités convenables de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Les résultats obtenus de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau et l'influence des conditions standards sur le début d'injection, selon ceux trouvés dans la littérature simulés par le code de calcul thermodynamique 'Thermoptim', sont en bonne concordance avec la variation qualitative de ces conditions, dans le cas d'un fonctionnement normal sans injection de la vapeur. Ces résultats sont représentés sous forme de courbes en deux et à trois dimensions pour une meilleure illustration des phénomènes physiques.*

**Abstract** - *The role of the gas turbine, in the production of electricity, of industry tanker and in fast reactors cooled by using helium like coolant, took a detailed attention these last years. To this end several methods (regeneration, intercooling, pre-heating and the steam water injection) were used in order to improve the performances of the gas turbine cycles. Accordingly, steam water injection method to the upstream of the combustion chamber of a gas turbine was proposed, studied and compared with a simple cycle. The principal objective of this work consists with the realization of a calculation program of the influence of the environmental conditions on the characteristics of the various components of the gas turbine, such as compression, combustion and the expansion. Once that the parameters of optimum operation are known, the recalculation of the performances of the installation was carried out by injecting suitable quantities of steam water to the upstream of the combustion chamber. The results obtained of the influence of the environmental conditions on the performances of the gas turbine without injection of the steam water and the influence of the conditions standards on the beginning of injection are in good agreement, according to those found in the literature simulated by the 'thermoptim code', with the qualitative variation of these conditions, in the case of a normal operation without injection of the steam. These results are represented in the form of curves into two and three dimensions for a better illustration of the physical phenomena.*

**Mots clés:** Turbine à gaz - Cycle simple - Injection de vapeur - Bilan énergétique - Puissance spécifique - Rendement thermique global.

---

\* [Bouam05\\_abd@yahoo.fr](mailto:Bouam05_abd@yahoo.fr) - [Slim50dz@yahoo.fr](mailto:Slim50dz@yahoo.fr)

## 1. INTRODUCTION

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées, à de faciles adaptations, à des régimes variables des processus d'exploitation et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Actuellement pour solutionner le problème, on procède lors du projet, compte tenu des régions d'exploitation au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Ce moyen certes assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement et le travail net spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre de combustion. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile disponible d'une turbine à gaz de cycle simple. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine [1].

Dans ce travail, une tentative est faite en modélisant un cycle simple par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement (mettre un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour l'utilisation, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un vrai cycle. A cet effet, les propriétés physiques du fluide moteur ont été prises comme réelles (fonction de la température et de la pression) [8-10].

## 2. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

### 2.1 Description générale

Un diagramme schématique pour un cycle simple, turbine à gaz à un seul arbre est montré sur la figure (1). Les conditions standards employées dans l'industrie des turbines à gaz sont:  $t_{amb}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{amb}=1.013\text{ bar}$  et l'humidité relative de 60 %, qui sont établies par l'organisme international de normalisation (ISO).

#### Cycle de Brayton

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. La figure 2 montre le diagramme classique, Température - Entropie (T-s) pour ce cycle.

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs: le rapport de pression et la température de combustion. Le rapport de pression du cycle est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point 3 divisé par la pression au point 4.

Cependant, dans un cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point 3 est légèrement moins élevée qu'au point 2.

L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle.

Actuellement, toutes les tuyères du premier étage sont refroidies pour garder les températures dans les limites de fonctionnement de la matière employée. Les deux types de fluide de refroidissement utilisés sont l'air et la vapeur d'eau.

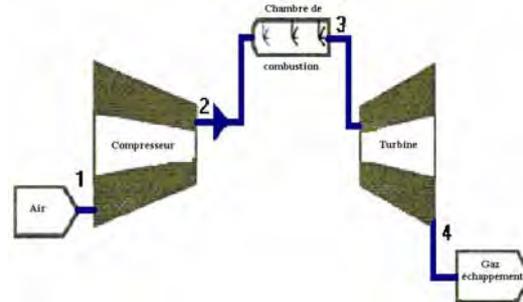


Fig. 1: Schémas d'écoulement d'un cycle simple

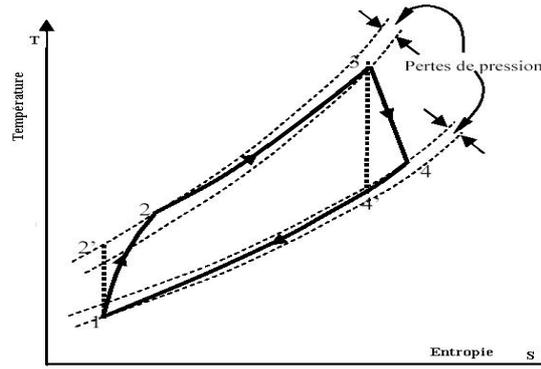


Fig. 2: Cycle thermodynamique T-s d'une turbine à gaz simple

### 2.2 Cycle proposé

Le schéma 3 présente l'arrangement d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression  $p_2$ , la combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau dont les propriétés physiques sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion dans [11, 14]. L'écoulement constitué par le mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur.

### 2.3 Analyse de la compression

Les équations suivantes peuvent être écrites, en supposant l'air comme un gaz idéal et en employant le rendement polytropique (rendement infinitésimal d'étage) [4], pour un comportement d'un modèle réel du compresseur.

$$\eta_{\infty c} = \frac{dh_s}{dh} = \frac{\bar{R} T (dp/p)}{\bar{C}_{pa} \cdot dT} \quad (1)$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \bar{C}_{pa} \cdot \frac{dT}{T} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{\bar{R}}{\eta_{\infty c}} \frac{dp}{p} \quad (2)$$

Le travail spécifique du compresseur est calculé à partir de l'équation:

$$W_{\text{comp}} = C_{pa,2}(T,p) \times T_2 - C_{pa,1}(T,p) \times T_1 \quad (3)$$

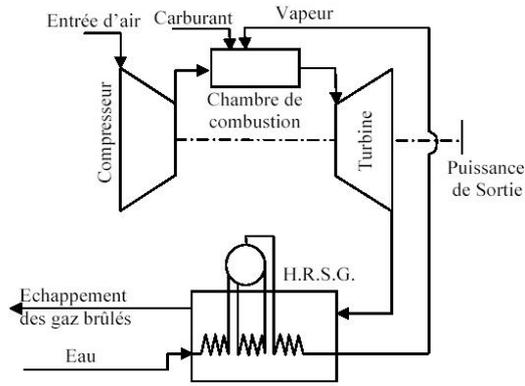
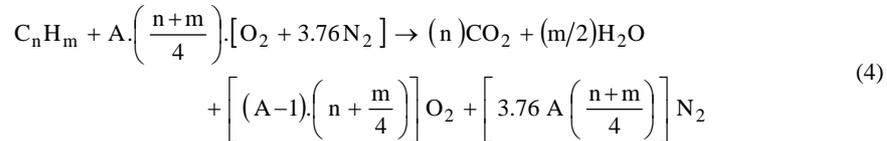


Fig. 3: Cycle de turbine à gaz injecté par vapeur

#### 2.4 Analyse de la chambre de combustion

La réaction chimique de combustion peut être écrite en utilisant une formule générale  $C_nH_m$  pour le carburant d'hydrocarbure et un coefficient d'air théorique  $\lambda$  :



La première loi de la thermodynamique pour un processus adiabatique de combustion est:

$$\sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{Réactifs}} = \sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{Produits}} \quad (5)$$

$$\text{Où } h = h_f^\circ + \int_{288}^T \bar{C}_p dT \quad (6)$$

Le coefficient théorique de l'air peut être calculé à partir de l'équation (5) pour n'importe quelle température d'admission indiquée de la turbine.

#### 2.5 Analyse de la détente

Le comportement réel de la turbine peut être modélisé par les équations suivantes. Dans ce modèle, on suppose que les produits de combustion sont un gaz idéal et le rendement polytropique est également employé pour la turbine [4] est:

$$\eta_{\infty, T} = \frac{dh}{dh_s} = \frac{\bar{C}_{pg} \cdot dT}{R T (dp/p)} \quad (7)$$

Ceci peut être arrangé par:

$$\int_{p_3}^{p_4} \eta_{\infty, T} \cdot R \left( \frac{dp}{p} \right) = \int_{T_3}^{T_4} \bar{C}_{pg} \cdot \left( \frac{dT}{T} \right) \quad (8)$$

L'équation (8) peut être employée pour évaluer la température de sortie de la turbine et le travail spécifique de la détente est donné par l'équation:

$$W_{\text{Turb}} = C_{pg,3}(T,p) \times T_3 - C_{pg,4}(T,p) \times T_4 \quad (9)$$

### 3. EVALUATION DES PARAMETRES DE PERFORMANCE DU CYCLE

Après avoir calculer les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau dans des gammes de température et de rapports de pression données, les taux carburant-air et vapeur-air nécessaires pour l'amélioration des performances de la turbine à gaz (en supposant que son fonctionnement dans des conditions iso  $t_{\text{amb}}=15\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{amb}}=1.013\text{ bar}$ ), sont calculés à partir du bilan énergétique dans la chambre de combustion présentée sur la figure ci-dessous:

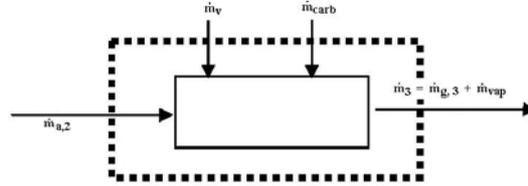


Fig. 4: Vol-Cont. de la Chambre de combustion  
(Application du bilan énergétique)

La puissance nette pour la turbine à gaz injectée par la vapeur est calculée de la même manière que précédemment, juste en considérant également la vapeur dans les gaz, qui se détendent dans la partie de la turbine.

$$P_{\text{Gén}} = \eta_G \cdot (\eta_{mT} \cdot P_T - P_C / \eta_{mC}) \quad (10)$$

Puisque la vapeur est injectée juste à l'amont de la chambre de combustion, donc les paramètres calculés dans la partie de la compression restent inchangés.

Pour les paramètres de la turbine, de nouveaux calculs sont effectués. Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection  $t_{inj}$ ,  $p_{inj}$ ), nous devons ajouter encore plus de carburant. Donc pour calculer ces rapports (écoulement de carburant et la quantité de la vapeur injectée), nous devons faire un équilibre thermique au niveau de la chambre de combustion.

$$\text{Energie entrante} = \text{Energie sortante} \quad (11)$$

Donc:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{air} \times h_{2,air} + \dot{m}_{carb} \times PCI + \dot{m}_{vap} \times h_{vap,t_{inj}} = \\ (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{carb}) \times h_{3,gaz} + \dot{m}_{vap} \times h_{vap,t_{cc}} \end{aligned} \quad (12)$$

Le débit du carburant, dans le cas sans injection, est donné par:

$$\dot{m}_{carb} = \frac{P_{const}}{PCI \times \eta_{const}} \quad (13)$$

$$f = \frac{\dot{m}_{carb}}{\dot{m}_{air}}, \quad \text{vap} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{air}} \quad (14)$$

A partir du bilan énergétique, après l'injection de la vapeur d'eau, les paramètres de la combustion sont calculés par:

$$f' = \frac{(h_{3,gaz} - h_{2,air}) + \text{vap} \times (h_{3,v} - h_{2,v})}{\eta_{Chc} \times PCI - h_{3,gaz}} \quad (15)$$

D'autre part,

$$\eta_{\text{The\_gb}} = \frac{P_T - P_C}{\dot{m}_{\text{carb}} \times \text{PCI}} \quad (16)$$

$$\text{Donc, } \text{vap} = \frac{(A_1 - C_1) \times \alpha + (B_1 - C_1) \times \gamma}{\gamma \times D_1 - (A_1 - C_1) \times \beta} \quad (17)$$

Avec,

$$\begin{cases} \alpha = h_{3,\text{gaz}} - h_{2,\text{air}} \\ \beta = h_{3,\text{v}} - h_{2,\text{v}} \\ \gamma = \eta_{\text{Chc}} \times \text{PCI} - h_{3,\text{gaz}} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} A_1 = (\eta_{\text{The\_gb}} \times \text{PCI}) / \eta_{\text{mec}} \\ B_1 = w_{\text{spC}} / \eta_{\text{mec}} \\ C_1 = h_{3,\text{gaz}} - h_{4,\text{gaz}} \\ D_1 = h_{3,\text{v}} - h_{4,\text{v}} \end{cases} \quad (18)$$

Comme l'écoulement de vapeur est très petit comparé au flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion, quand la vapeur est injectée. Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

Nous pourrions supposer que l'efficacité isentropique, l'exposant isentropique et la pression de sortie demeurent les mêmes que pour la turbine à gaz simple sans injection de vapeur.

### 3.1 Puissance fournie par la turbine

La puissance développée par la turbine est donnée par:

$$P_T = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{carb}}) \times (h_{3,\text{gaz}} - h_{1,\text{gaz}}) + \dot{m}_{\text{vap}} \times (h_{\text{vap},\text{tcc}} - h_{\text{vap},\text{t4}}) \quad (19)$$

### 3.2 Puissance utile disponible

La puissance utile disponible est:

$$P_{\text{Ut\_disp}} = P_T - P_C \quad (20)$$

## 4. HYPOTHESES

En se basant sur les modèles présentés ci-dessus, un programme de calcul a été développé pour le calcul des paramètres de performance et l'analyse paramétrique d'un cycle simple et d'un cycle injecté par la vapeur. Dans ce travail, les hypothèses suivantes ont été faites. Des calculs ont été réalisés sur des gammes des rapports de pression, et de la température ambiante. Le détail sur les différents paramètres et des hypothèses considérées est donné dans le **tableau 1**.

**Tableau 1:** Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS5002

Puissance de la turbine (constructeur)	18000 kWatt
Rendement thermique donné par le constructeur	23 %
Température de la chambre de combustion	900 / 1200 °C
Pouvoir calorifique inférieur du combustible GN	45119 kJ/kg
Coefficient du débit d'air	1.02
Rendement polytropique du compresseur	90 %
Conditions atmosphériques de calcul	1.0132 bar, 0/50
Rendement polytropique de la turbine	88 %
Rendement de la combustion	95 %
Rendement du générateur de vapeur	96 %
Rendement mécanique	95 %
Chute de pression au générateur de vapeur	1,25 %
Chute de pression dans la chambre de combustion	4 %
Chute de pression à l'admission	1 %

## 5. RESULTATS & INTERPRETATIONS

Comme l'air ambiant est nécessaire pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, donc ses performances sont extrêmement influencées par les facteurs ambiants. A ce propos, on a commencé ce travail par l'étude de l'influence de la température d'air ambiant sur les performances d'une turbine à gaz.

Une première série de calculs des performances du cycle simple (sans injection de la vapeur d'eau) a été effectuée pour comparer les résultats au cycle injecté par vapeur.

### 5.1 Influences des conditions atmosphériques sur les performances de la turbine à gaz

Supposant qu'une turbine à gaz fonctionnant dans des gammes de températures et de pression extrêmes (hivers : 0 °C, été : 50 °C) et de rapport de pression ( $1 < \varepsilon < 10$ ).

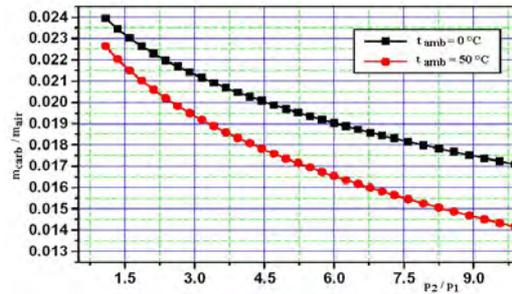


Fig. 5: Rapport carburant / air

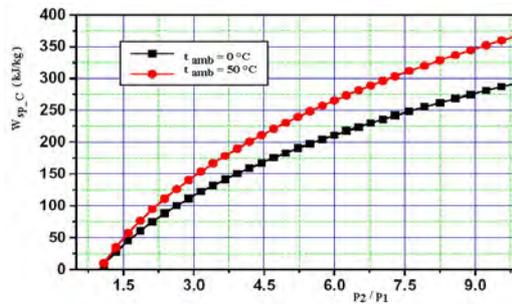


Fig. 6: Travail spécifique du compresseur

Les rapports carburant-air nécessaires au fonctionnement de la turbine à gaz pour les deux températures ambiantes extrêmes, en fonction du rapport de pression sont représentés sur la figure 5. On constate sur cette figure, que ce rapport est inversement proportionnel avec le rapport de pression ceci est dû à l'augmentation de la quantité d'air aspirée. L'augmentation de la température de l'air conduit à la dilatation des molécules d'air donc une diminution du rapport carburant-air.

Les figures 6 et 7 montrent les distributions du travail spécifique et de la température isentropique en fonction du rapport de pression à la sortie successive pour les deux valeurs minimale et maximale de la température ambiante.

Le résultat remarquable sur ces figures est confirmé, en augmentant le rapport de pression les paramètres du compresseur augmentent et sont aussi proportionnels avec la température ambiante. On constate aussi que:  $T_2'$  ( $T_{amb} = 50^\circ$ ) >  $T_2'$  ( $T_{amb} = 0$ ) (c'est évident le travail du compresseur augmente avec l'augmentation de la température ambiante. Par contre la température  $T_4'$  reste constante (car celle-ci dépend de la température de la chambre de combustion qui est constante).

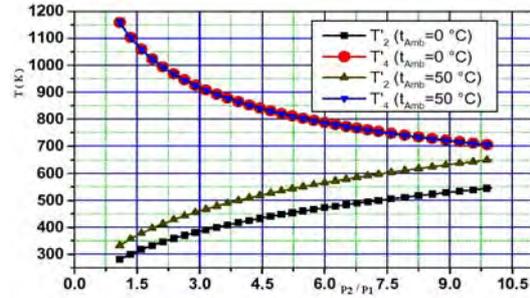


Fig. 7: Température à la sortie de C et T

Les distributions de la puissance absorbée par le compresseur et son travail spécifique en fonction du rapport de compression ont un même comportement qualitatif et sont différentes en quantitatif. Comme l'indique la figure 8 pour les deux valeurs extrêmes de la température, la puissance absorbée par le compresseur et la puissance délivrée par la turbine augmentent avec l'augmentation de la température ambiante et inversement pour la puissance utile.

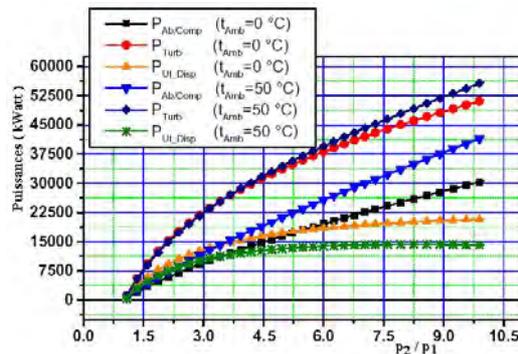


Fig. 8: Différentes puissances

Sur la figure 9, la variation du travail spécifique de la détente pour les deux limites de la température 0 °C et 50 °C en fonction du rapport de pression est représentée. On constate que les courbes sont identiques. Ceci est dû à des températures de sortie de la chambre de combustion et celle des gaz d'échappement qui sont fixes.

Une différence importante est constatée pour les travaux spécifiques de la compression, ( $W_{sp\_C}(t_{amb} = 0^\circ\text{C}) < W_{sp\_C}(t_{amb} = 50^\circ\text{C})$ ), lorsqu'on augmente le rapport de compression, ceci est dû au débit d'air important aspiré par le compresseur à cette température qui est plus chaud. Cette remarque est illustrée sur la figure 10.

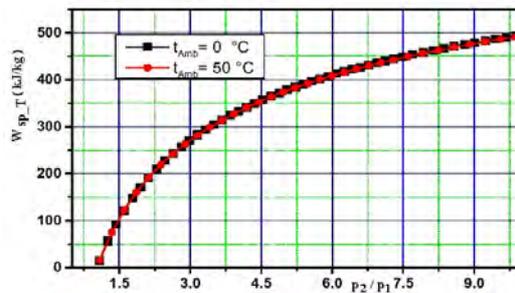


Fig. 9: Travail spécifique (détente)

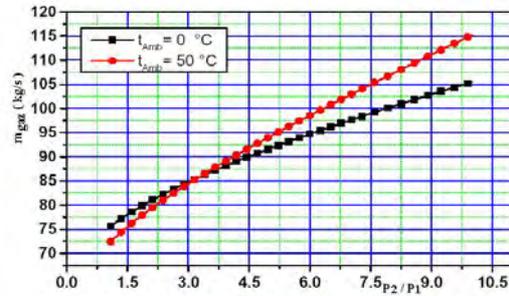


Fig. 10: Débit des gaz d'échappement

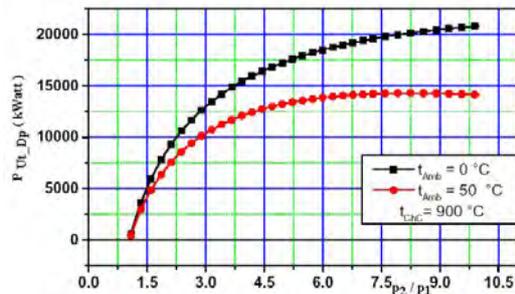


Fig. 11: Puissance utile disponible

D'après les figures 11 et 12, on constate que la puissance utile disponible et le rendement global ont les mêmes allures. Dans des conditions de température identiques, le rendement et la puissance utile maximaux sont atteints en augmentant le rapport de compression jusqu'à une valeur donnée. Ces valeurs sont inversement proportionnelles à la température ambiante. Toutefois, il n'est pas possible de dépasser la valeur ( $\varepsilon \approx 7,3671$ ) donnée par le constructeur, à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).

Lorsque la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le poids de l'air transporté diminue (à cause d'une diminution du poids spécifique). Par conséquent, le rendement, la puissance utile de la turbine diminuent (cela est illustré sur les figures précédentes).

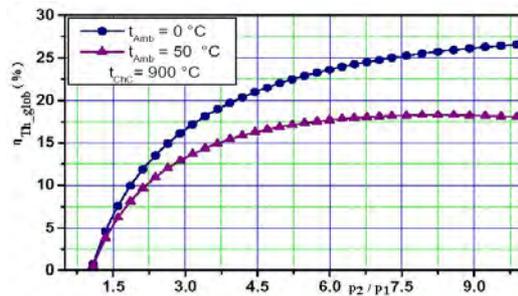


Fig. 12: Rendement thermique global

## 5.2 Cycle de turbine à gaz injecté par la vapeur

Pour un fonctionnement normal d'une turbine à gaz, nous avons constaté précédemment que lorsqu'on augmente la température ambiante au-dessus de la température de référence, les performances de la machine diminuent. Cette diminution devient importante, lorsque la température ambiante est maximale. Donc afin de garder les performances de cette turbine,

lorsque la température ambiante devient supérieure à celle des conditions de référence, une méthode, d'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion est proposée.

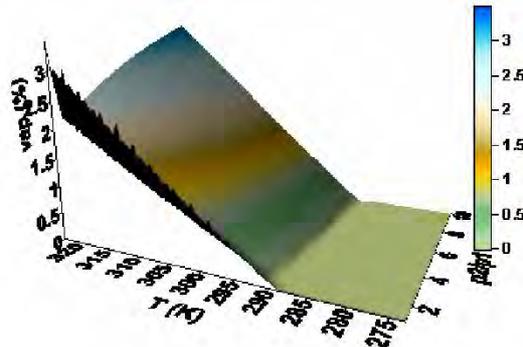


Fig. 13: Rapport vapeur air injecté

La figure 13 montre la distribution du rapport des débits vapeur - air injecté afin de conserver les performances de la turbine, lorsque la température ambiante devient supérieure à  $T_{iso}$ . On constate sur cette figure, que l'injection commence à peu près quand la température dépasse  $T_{iso}$ .

On constate aussi que pour un rapport  $\epsilon$  fixe, lorsque la température ambiante augmente, la vapeur d'eau à injecter augmente aussi. Ce qui est logique, pour avoir des performances optimales de la turbine fonctionnant avec la température ambiante plus élevée, on doit injecter une quantité de la vapeur d'eau plus importante.

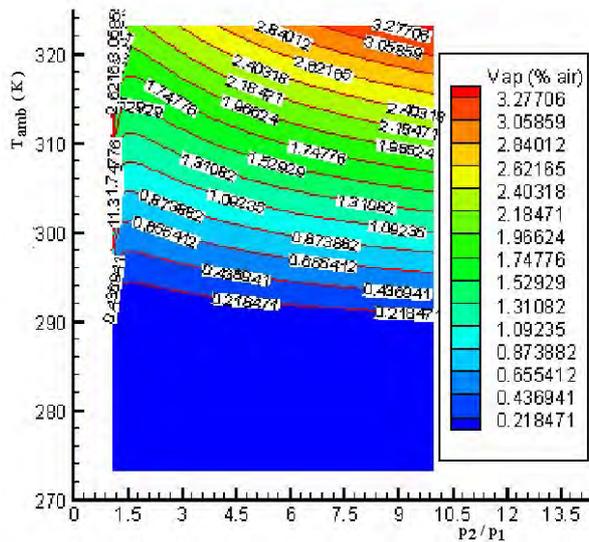


Fig. 14: Distribution des lignes iso rapports vapeur - air

Le rendement du cycle injecté par la vapeur est montré sur la figure 15. On constate que pour un rapport de compression fixe, le rendement diminue lorsque la température ambiante augmente jusqu'à la température  $T_{iso}$ , où l'injection de la vapeur d'eau a commencé. A partir de cette température, et d'après les figures 13 et 14 pour garder un rendement de la machine uniforme, en augmentant la quantité de la vapeur injectée.

La figure 16 montre une comparaison entre les performances de la turbine à gaz dans le cas sans injection de la vapeur d'eau et avec l'injection de la vapeur pour une température ambiante maximale de notre étude et cela lorsqu'on fait varier le rapport de compression entre 1 et 9 ( $1 < \varepsilon < 9$ ).

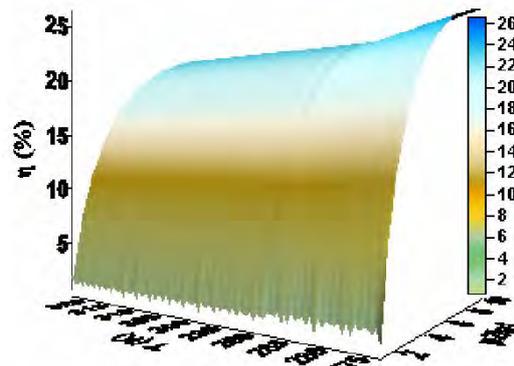


Fig. 15: Rendement thermique global

On constate que pour un  $\varepsilon < 2$  (environ), il y a une légère différence entre les puissances (délivrée par la turbine et utile disponible) et lorsque  $\varepsilon > 2$ , cette différence devient importante.

L'augmentation de la  $P_T$  est due à la masse plus grande traversant la turbine, relevant son travail à la sortie.

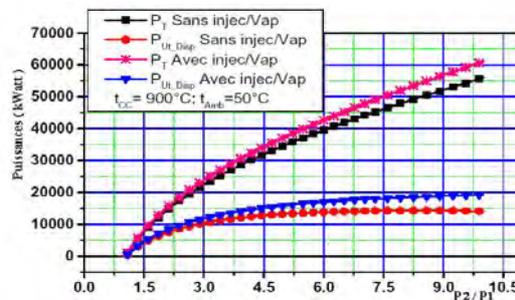


Fig. 16: Puissances

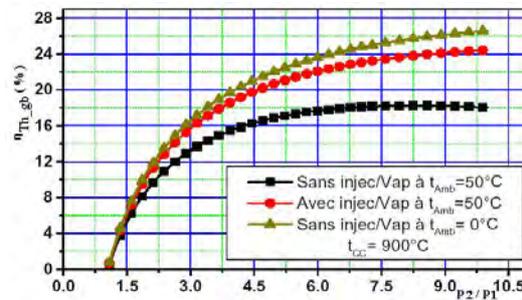


Fig. 17: Rendements

Le maximum des performances, pour une  $T_{amb}$  élevée, se produit en  $\varepsilon$  inférieur que lorsque la  $T_{amb}$  est petite, comme l'indiquent les figures 16 et 17.

Pour faire une comparaison entre les performances de la turbine à gaz dans le cas sans injection et avec injection de la vapeur d'eau pour les deux limites de la gamme de la température utilisée ( $T_{amb, min}$  et  $T_{amb, max}$ ), l'évolution des rendements à ces températures pour les deux cas ont été présentés dans les figures 17 et 19. On constate sur ces figures que lorsque la température est  $T_{amb, min}$  (aucune injection  $T_{amb, min} < T_{iso}$ ) les deux rendements sont identiques et le maximum du rendement n'atteint pas immédiatement.

Et lorsque la température est égale à  $T_{amb, max}$ , le rendement dans le cas d'injection est supérieur à celui sans l'injection. Donc l'injection de la vapeur d'eau améliore les performances de l'équipement.

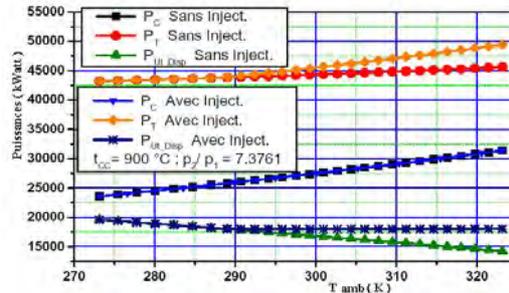


Fig. 18: Puissances

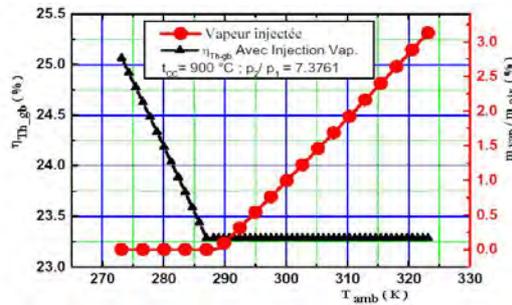


Fig. 19: Rendement et rapport de la vapeur – air injecté

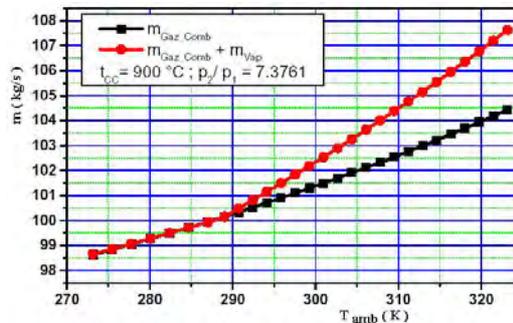


Fig. 20: Débit du fluide moteur

La figure 19 montre les distributions de la quantité de la vapeur injectée (coté droit) et le rendement thermique global (coté gauche) en fonction de la température ambiante. On constate sur cette figure que, pour  $T_{amb} < T_{iso}$ , l'évolution du rendement est comme une turbine à gaz fonctionnant sans injection ce qui est remarqué pour  $vap = 0$ . Le rendement commence à se

stabiliser lorsque  $T_{amb} > T_{iso}$  (où l'injection de la vapeur d'eau commence). En augmentant la température ambiante la quantité de la vapeur d'eau injectée augmente et les performances de la turbine à gaz à peu près devient stable (ramené le fonctionnement de la turbine à une température ambiante standard  $T_{iso}$ ).

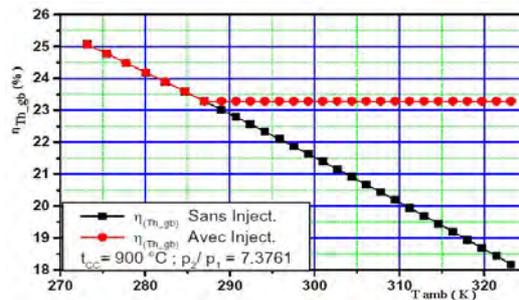


Fig. 21: Rendements sans et avec injection de la vapeur

La figure 18 montre les distributions de puissances des différents composants d'une turbine à gaz en fonction de la température ambiante. La puissance absorbée par le compresseur est la même dans les deux cas sans injection et avec l'injection, car aucune variation n'a été effectuée au niveau de ce composant de la machine. La puissance délivrée par la turbine dans le cas de l'injection de la vapeur d'eau est supérieure à celle dans le cas sans injection de la vapeur.

Ceci est dû à la masse supplémentaire injectée dans cette partie (chambre de combustion) donc une augmentation du débit massique des gaz d'échappement, relevant le travail à la sortie donc une augmentation de la puissance utile disponible ainsi que le rendement thermique global ce qui est montré dans sur figure 21.

La figure 21 montre une comparaison entre les résultats de calcul pour un cycle simple et un cycle injecté par vapeur au cours d'un fonctionnement de la machine pour les quatre saisons. Avec l'injection des quantités de la vapeur d'eau convenables, il est possible de ramener le fonctionnement normal de la turbine à gaz dans des conditions ambiantes ( $T_{amb} = 50\text{ °C}$ ) vers un fonctionnement à  $T_{iso}$ .

### 5.3 Influences de la température de la chambre de combustion

Afin de connaître l'influence de la température de la combustion sur la quantité de la vapeur à injecter. Plusieurs valeurs de cette température appliquées et on aboutit à des résultats de la quantité de la vapeur d'eau et du rendement présentés respectivement sur les figures 22 et 23.

On constate que les performances (puissances et rendements) sont identiques dans les deux cas sans injection et avec injection de la vapeur d'eau. Dans le premier cas c'est évident (il n'y a pas de la vapeur d'eau) donc les valeurs des paramètres n'interviennent pas dans le calcul.

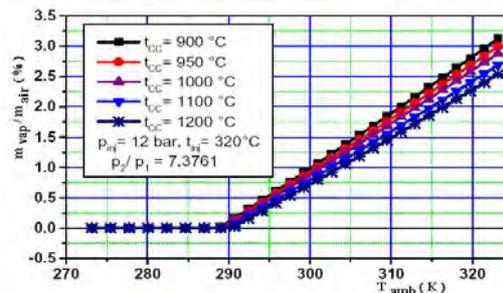


Fig. 22: Quantité de la vapeur injectée

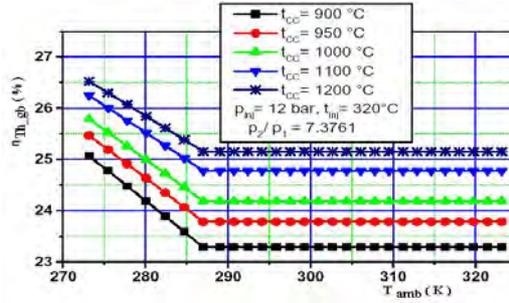


Fig. 23: Rendements

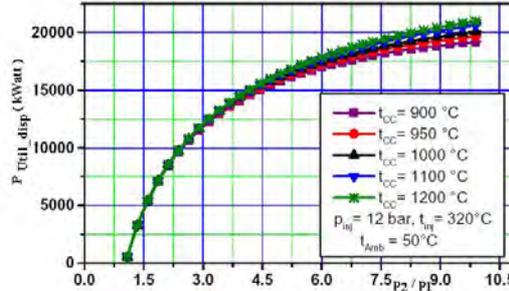


Fig. 24: Puissance utile disponible

On constate que l’injection de la vapeur d’eau commence à partir de la température  $T_{iso}$ , et la quantité injecté est inversement proportionnelle à la température de la combustion, car parmi les méthodes d’amélioration des performances d’une turbine à gaz est l’augmentation de ce facteur. Dans ce cas on a une combinaison de deux méthodes. On remarque aussi qu le rendement augmente lorsque la température de la combustion augmente. Ceci est du au travail du compresseur qui diminue.

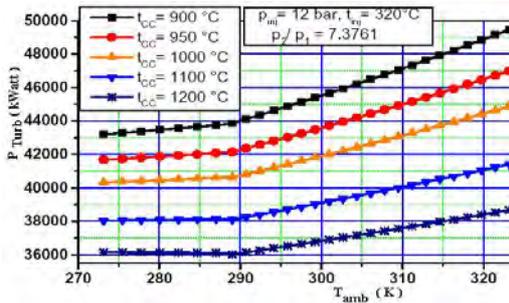


Fig. 25: Puissance de la turbine

### 6. CONCLUSION

Les turbines à gaz ont pris ces dernière années un système de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l’industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de force, dans cette industrie, sont confrontés à des conditions climatiques rudes du sud Algérien ou la température de l’air ambiant est variable et avoisine souvent 50 °C en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 20 % ce qui est considérable. De ce fait rendre les turbines

utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence des conditions ambiantes sur les performances d'une turbine à gaz donnée.

Une recherche détaillée a été faite pour prévoir les performances d'un cycle réel de turbine à gaz sans injection et avec injection de la vapeur d'eau.

Un dispositif d'une installation équipé d'un circuit d'eau d'alimentation, un économiseur et un évaporateur est proposé. Cette partie est traversée par le flux de la chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée nécessaire à l'injection et ce la pour obtenir les performances voulues.

Les résultats prouvent également que la puissance utile disponible et le rendement d'une turbine à gaz se stabilisent, comme dans un fonctionnement à des conditions ISO quand une quantité de la vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la température ambiante.

Le modèle développé dans ce travail pour un cycle simple d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres peut envisager les exécutions d'un nombre relativement grand de turbines à gaz semblables à une turbine du type G.E MS5002. On conclut que ce modèle est proposé pour le valider expérimentalement.

**Remerciements** - Les auteurs remercient également Mr. Anis Bousbia Salah (Fabio Moretti, Francesco D'Auria Università di Pisa) pour ses conseils qui a donné pour la réussite de ce travail au niveau du CRNB Algérie.

### NOMENCLATURE

$C_p, C_v$	Chaleurs spécifiques à pression et à volume constant	t	Température, (°C)
$\bar{C}_p$	Chaleur spécifique moyenne à pression constante	T	Température, (K)
f	Rapport carburant / air (sans injection de vapeur), $f = \dot{m}_{carb} / \dot{m}_a$	R	Constante spécifique des gaz
f''	Rapport carburant / air (avec injection de vapeur), $f'' = \dot{m}''_{carb} / \dot{m}_a$	$T_2'$	Température isentropique à la sortie du compresseur
GN	Gaz naturel	$T_4'$	Température isentropique à la sortie de la turbine
h	Enthalpie spécifique	$T_{CC}$	Température à la sortie de la chambre de combustion (notée $T_3$ )
$h_f^0$	Enthalpie spécifique standard	vap	Rapport écoulement de vapeur – écoulement d'air, $vap = \dot{m}_s / \dot{m}_a$ , (%)
k	Coefficient polytropique du fluide.	$\gamma$	Exposant isentropique $\gamma = c_p / c_v$
$\dot{m}$	Débit massique de l'écoulement	$\lambda$	Coefficient d'excès d'air
$n_i$	Fraction d'un élément dans un mélange gazeux	w	Travail spécifique
p	Pression	$\eta_C$	Rendement isentropique du compresseur
P	Puissance	$\eta_{chc}$	Rendement de combustion
$P_C$	Puissance absorbée par le comp.	$\eta_G$	Rendement du générateur électrique
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du carburant		

$P_T$	Puissance produite par la turbine	$\eta_{Th}$	Rendement thermique de la turbine
$\varepsilon$	Rapport de pression du comp. $\varepsilon = p_2 / p_1$	$\eta_{Th\_gb}$	Rendement thermique du cycle
<b>Indices inférieurs, indices supérieurs</b>			
1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments du cycle de la turbine à gaz	const f T	Constructeur Carburant Turbine
a	Quantité liée à l'air	g	Quantité liée aux gaz de comb.
C	Compresseur	inj	Quantité liée aux paramètres d'injection
iso	Quantité standard	v	Quantité liée à la vapeur d'eau injectée

## REFERENCES

- [1] K. Sarabchi, 'Performance Evaluation of Reheat Gas Turbine Cycles', Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran, Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 218 Part A: Journal of Power and Energy, IMechE, 2004.
- [2] P.J. Potter, 'Power Plant Theory and Design', Second Edition of Steam Power Plant, John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, 1976.
- [3] M.M. El-Wakil, 'Powerplant Technology', International Student Edition 1<sup>st</sup> Printing, 1985.
- [4] S.M. Yahia, 'Turbines Compressors and Fans', Published by Tata, Mc Graw-Hill Publishing, Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor, India.
- [5] C. Robert, 'Techniques de l'Ingénieur, Machines Hydrauliques et Thermiques', Avril 2000.
- [6] S. De, D. Roy and A. Sarkar, 'Performance Study of a Partial Gasification Pressurized Combustion Topping Gas Cycle and Split Rankine Combined Cycle', Part II, Exergy Analysis. International Journal of Energy Research, 2003.
- [7] R. Gicquel, 'Prise en Main - Exemple des Turbines à Gaz', Logiciel Thermoptim, Version d'évaluation disponible sur Internet, Java 1.38, Avril 2001.
- [8] J.H. Keenan, J. Chao and J. Kaye, 'Gas Tables Thermodynamic Properties of Air Products of Combustion and Component Gases Compressible Flow Functions', Second Edition, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1979.
- [9] R. Bidard et J. Bonnin, 'Énergétique et Turbomachines', Editions Eyrolles, Saint-Germain, Paris, 1979.
- [10] R. Kling, 'Thermodynamique Générale et Applications', Editons Technip, Paris, 1980.
- [11] S. Jebaraj and S. Iniyan, 'A Review of Energy Models', Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 1 – 31, 2004.
- [12] A. Djekhar, 'Etude et Maintenance des Turbo-Compresseurs de la Station de Réinjection de Gaz Stah / Aïn-Amenas', Mémoire de Fin d'Etudes, Ingéniorat en Génie Mécanique, Option: Maintenance Industrielle à la F.H.C, Université de Boumerdes, 1999.
- [13] M. Ghiyath Soufi, T. Fujii and K. Sugimoto, 'A Modern Injected Steam Gas Turbine Cogeneration System Based on Exergy Concept', Kobe University, International Journal of Energy Research, Vol. 28, pp. 1127 – 1144, 2004.
- [14] International Association for the Properties of Water and Steam, 'Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam', Erlangen, Germany, September 1997.