



**AUGMENTATION DE L'EFFICACITE DE LA
TURBINE A GAZ DE LA NIGELEC EN UTILISANT UN
SYSTEME DE REFROIDISSEMENT D'AIR
D'ADMISSION**

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION : Electricité**

Présenté et soutenu publiquement le [27 juin 2016] par

Aboubacar Nomao MAMAN TOUKOUR

Travaux dirigés par : Dr. N'TSOUKPOE Kokouvi Edem
Laboratoire Énergie Solaire
et Économie d'Énergie (LESEE)-2iE

HAMADOU Hassane
Chef site central Niamey II

Jury d'évaluation du stage :

Président : Dr. SIDIBE Sayon

Membres et correcteurs : Dr ; SIDIBE Sayon
Dr. N'TSOUKPOE Kokouvi Edem
M. SESHIE Yao Manu

Promotion [2014/2015]

REMERCIEMENTS

Je souhaite, tout d'abord, remercier chaleureusement le Professeur N'TSOUKPOE Kokouvi Edem pour avoir accepté d'être l'encadrant de ce travail. Ses remarques et suggestions pertinentes ont permis d'améliorer très significativement le présent mémoire.

Je tiens également à remercier HAMADOU Hassane, chef site de la centrale Niamey II, de m'avoir permis d'effectuer des prises d'information au sein de la centrale Niamey II. Je souhaite également exprimer ma gratitude au personnel de la centrale de Goudel pour leur assistance tout au long de mon stage.

Comment oublier tous mes collègues stagiaires à la NIGELEC, Ismaël, Sani, Kader, Rachida. J'ai passé d'excellents moments avec vous et j'espère retrouver un jour un environnement de travail aussi agréable !

Je remercie également mes amis et les collègues du 2ie. Nous pouvons être fiers de notre promotion. Merci aussi à Rabi pour son soutien et qui a toujours cru en moi.

Enfin, je ne sais comment remercier mes parents pour leur soutien inestimable. Ce travail j'espère fera leur fierté. Je souhaite également remercier mes frères et sœurs pour leur aide.

RESUME

La turbine à gaz de la NIGELEC est confrontée à une baisse de la production de puissance en période de chaleur. Cette baisse de puissance a pour conséquence l'augmentation de la consommation spécifique qui passe de $0,36 \text{ kg}\cdot\text{kWh}^{-1}$ à $0,42 \text{ kg}\cdot\text{kWh}^{-1}$ en moyenne dans les conditions climatiques les plus rudes (Températures moyennes maximales: $42 \text{ }^\circ\text{C}$). L'élévation de la température de l'air ambiant modifie donc le processus de fonctionnement de la turbine de façon plus ou moins significative. En procédant par une approche numérique modélisant la turbine à gaz via l'outil Matlab dans les conditions standards (température : $15 \text{ }^\circ\text{C}$, pression atmosphérique $1,013 \text{ bar}$, humidité 60%), un modèle de turbine a été élaborer avec une production de $16,98 \text{ MW}$ de puissance mécanique. Ce modèle de la turbine a permis de constater que pour chaque hausse d' $1 \text{ }^\circ\text{C}$, la puissance de la turbine diminue de 2% . Sur la base de ce modèle, un refroidisseur évaporatif d'air d'admission de la turbine est économiquement évalué. Le refroidisseur assurant un refroidissement spontané minimum de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ et un maximum de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, permet un surplus de production d'énergie annuelle de 516 MWh et 435 MWh sur la base des données statistiques de 2015 et 2014 de la turbine. En somme durant 8 mois sur 12, le dispositif de refroidissement peut améliorer les performances de la turbine. Le coût de la réalisation s'élève à $90\,565\,000 \text{ FCFA}$ avec une période d'amortissement de 2 ans sur la base du prix de l'eau et de l'électricité de la région.

Mots clés : turbine à gaz, air d'admission, conditions ambiantes, refroidissement évaporatif, puissance de sortie

ABSTRACT

The NIGELEC gas turbine is facing a decline in production of power during hot weather. This decrease in power results in increased specific fuel consumption, which rose from $0.36 \text{ kg}\cdot\text{kWh}^{-1}$ at $0.42 \text{ kg}\cdot\text{kWh}^{-1}$, on average in the harshest climatic conditions (average maximum temperature: $42 \text{ }^\circ\text{C}$). Raising the temperature of ambient air thus modifies the operation process of the turbine more or less significantly. The numerical modeling approach of the gas turbine on Matlab in standards conditions (temperature: $15 \text{ }^\circ\text{C}$, air pressure: $1,013 \text{ bar}$, humidity: 60%) and the measurements were used to validate the mathematical of the turbine model with 16.98 MW mechanical power and found that for every increase of $1 \text{ }^\circ\text{C}$, the power of turbine decreases of 2% . Based on this model, an evaporative cooling device of inlet air for the turbine is evaluated. Under the climatic conditions of the turbine site, the evaporative cooler ensuring $5 \text{ }^\circ\text{C}$ minimum cooling and a maximum of $10 \text{ }^\circ\text{C}$, allow 516 MWh and 435 MWh surplus of energy based on the statistics of 2015 and 2014. In sum, for 8 months out of 12, the evaporative cooler can improve the performance of the turbine, particularly during the heat period. The cost of realization of this project rises to $90\,565\,000 \text{ FCFA}$. The amortization period of the cooling system is 2 year on the basis price of water and electricity in the region.

Keywords: gas turbine, inlet air, climatic conditions, evaporative cooler, output power

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS	i
RESUME.....	ii
ABSTRACT	iii
LISTE DES TABLEAUX.....	vi
LISTE DES FIGURES	vii
LISTE DES ABREVIATIONS	viii
I. INTRODUCTION.....	1
I.1 Contexte et enjeu	1
I.2 Présentation de la structure d'accueil	2
I.2.1 Capacité de production.....	3
I.2.2 Perspectives d'avenir.....	3
I.3 Objet de l'étude	4
I.4 Organisation de l'étude.....	4
II. GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ	5
II.1 Principe de fonctionnement	5
II.2 Cycle turbine à gaz	6
II.2.1 Cycle idéal de Brayton	6
II.2.2 Cycle réel.....	7
II.3 Technologie de turbine à gaz.....	7
II.3.1 Turbine à un seul arbre.....	7
II.3.2 Turbine à deux arbres	7
III. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SYSTEME DE REFROIDISSEMENT D'AIR D'ADMISSION DU COMPRESSEUR	8
III.1 Refroidissement par évaporation.....	8
III.2 Refroidissement indirect (Chiller).....	9
IV. ENVIRONNEMENT DE LA TURBINE A GAZ.....	11
V. TURBINE A GAZ GT35 DE LA NIGELEC.....	12
V.1 Rendement des turbines à gaz	12
V.2 Analyse des données de la turbine à gaz GT35	13
V.3 Caractéristiques turbine GT 35.....	15
V.4 Modèle mathématique et programme de calcul.....	16

V.4.1	Hypothèses	16
V.4.2	Paramètres d'entrée	17
V.4.3	Etude paramétrique du cycle	18
VI.	CRITERE DE CHOIX DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT	21
VI.1	Dimensionnement du refroidisseur évaporatif	21
VI.2	Modélisation du refroidisseur.....	23
VI.2.1	Evolution du procédé dans le diagramme d'air humide.....	25
VII.	MATERIEL ET METHODE	27
VII.1	Matériel de mesure	27
VII.2	Procédure de mesure	27
VIII.	RESULTATS GLOBAUX	27
IX.	ANALYSE ET DISCUSSION	33
X.	ETUDE ECONOMIQUE	36
	CONCLUSION GENERALE	41
	BIBLIOGRAPHIE	43
	ANNEXES.....	42
	Annexe A. Illustration d'un système de refroidissement évaporatif installé sur une turbine à gaz	42
	Annexe B. Caractéristiques de l'eau dans les systèmes évaporatifs.....	43
	Annexe C. Principe de fonctionnement des refroidisseurs à compression mécanique	44
	Annexe D. Principe de fonctionnement d'une machine à absorption.....	45
	Annexe E. Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température $h_v(T)$	46
	Annexe F. Température des gaz d'échappement turbine de puissance libre en fonction de la puissance de l'alternateur.....	47
	Annexe G. Température d'entrée turbine de puissance libre en fonction de la température de l'air ambiant.....	48
	Annexe H. Organigramme du programme Matlab.....	49
	Annexe I. Résultat global des mesures effectuées	50

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. Avantages et inconvénients de différentes technologies de refroidissement	11
Tableau 2. Caractéristiques des différents composants de la turbine GT 35	15
Tableau 3. Paramètres d'entrée du modèle de la turbine	17
Tableau 4. Résultats numériques du modèle dans les conditions standards	28
Tableau 5. Caractéristiques de fonctionnement comparatif entre les mesures effectuées et calculs du modèle	29
Tableau 6. Caractéristiques du refroidisseur évaporatif à installer sur chaque refroidisseur dimensionné	30
Tableau 7. Production de puissance réalisable avec le refroidisseur évaporatif dans les conditions d'hygrométrie de 25 %	32
Tableau 8. Production de puissance réalisable avec un refroidisseur évaporatif dans les conditions d'hygrométrie de 57 %	32
Tableau 9. Coûts d'investissement à réaliser pour la mise en œuvre du refroidisseur évaporatif	37
Tableau 10. Quantité mensuelle d'eau évaporée par le système de refroidissement.....	38

LISTE DES FIGURES

Figure 1. Organigramme du secrétariat général de la NIGELEC	2
Figure 2. Illustration du principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	5
Figure 3. Illustration cycle de Brayton et cycle réel dans le diagramme (T, S).....	6
Figure 4. Représentation schématique du principe d'une turbine à gaz à deux arbres.....	8
Figure 5. Représentation d'un système de refroidissement évaporatif [10]	9
Figure 6. Illustration système de refroidissement mécanique avec stockage d'eau froide [10]	10
Figure 7. Evolution mensuelle de la charge [1]	12
Figure 8. Evolution du rendement de la turbine en fonction de la puissance produite	13
Figure 9. Représentation de la consommation spécifique annuelle de la turbine [1].....	13
Figure 10. Schéma illustratif des différents organes de la turbine	15
Figure 11. Evolution dans le diagramme d'air humide d'un processus de refroidissement par évaporation [18]	25
Figure 12. Illustration du travail spécifique du compresseur et de la turbine de puissance.....	31
Figure 13. Evolution de la production de puissance en fonction de la température d'admission	33
Figure 14. Evolution de la consommation spécifique en fonction de la température d'admission.....	33
Figure 15. Illustration de la production d'énergie réalisable avec un refroidisseur évaporatif pour l'année 2015	35
Figure 16. Illustration de la production d'énergie réalisable avec un refroidisseur évaporatif pour l'année 2014	35

LISTE DES ABREVIATIONS

Général

<i>A</i>	surface	m^2
<i>A.O.F</i>	afrique occidentale française	-
<i>Cp</i>	capacité thermique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
<i>h</i>	enthalpie totale d'air	$J \cdot kg^{-1}$
<i>Hc</i>	coefficient de transfert thermique du refroidisseur	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
<i>HR</i>	humidité relative	-
<i>ISO</i>	international standard organization	-
<i>k</i>	coefficient de compression polytropique	-
<i>ṁ</i>	débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
<i>M</i>	masse molaire	$kg \cdot mol^{-1}$
<i>ṅ</i>	débit molaire	$mol \cdot s^{-1}$
<i>NIGELEC</i>	nigérienne d'électricité	-
<i>Nu</i>	nombre de nusselt	-
<i>Patm</i>	pression atmosphérique	Pa
<i>Pci</i>	pouvoir calorifique inférieur	$kJ \cdot kg^{-1}$
<i>Pr</i>	nombre de Prandtl	-
<i>Psat</i>	pression de saturation	Pa
<i>Q</i>	puissance	W
<i>r</i>	conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
<i>Re</i>	nombre de renolds	-
<i>SAFELEC</i>	société africaine d'électricité	-
<i>T</i>	température	K
<i>TAG</i>	turbine à gaz	-
<i>V</i>	vitesse de l'air	$m \cdot s^{-1}$
<i>Vo</i>	volume du refroidisseur	m^3

Indices / Exposant

<i>1</i>	entrée compresseur	
<i>2</i>	sortie compresseur	
<i>3</i>	entrée turbine de compresseur	
<i>4</i>	entrée turbine de puissance	
<i>5</i>	sortie turbine de puissance	
<i>a</i>	air	-
<i>al</i>	alternateur	-
<i>cc</i>	chambre de combustion	-
<i>com</i>	combustible	-
<i>cp</i>	compresseur	-

Lettres grecques

ε	'efficacité du refroidisseur	-
---------------	------------------------------	---

η	rendement	-
ϑ	débit volumique d'air	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
ξ	viscosité cinématique	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	masse volumique d'aire	
ω	teneur en eau	$\text{kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$

I. Introduction

I.1 Contexte et enjeu

Le Niger, pays sahélo-saharien, enregistre de fortes demandes de puissances durant les périodes de forte chaleur [1]. Des demandes pour lesquelles l'opérateur NIGELEC doit faire face en faisant appel à tous les moyens de production. La hausse de température à une double incidence : elle accroît la consommation électrique et diminue les performances du parc de production (moteur diesel, turbine à gaz).

La hausse de température combinée à des indisponibilités des capacités de production et à des retards dans la réalisation des investissements constituent un défi d'envergure à relever. C'est ainsi que toutes les mesures visant à satisfaire la demande par l'amélioration des performances du parc de production (groupe diesel, turbine à gaz) sont à considérer. A cet effet les turbines à gaz dont les rendements sont fortement compromis en période de températures élevées, suscitent un grand intérêt. Par conséquent il convient de les étudier.

Les rendements énergétiques de turbines à gaz sont typiquement de 30 % [2] dans les conditions standards (ISO) employées: température ambiante 11°C, pression ambiante 1,013 bar et l'humidité relative 60 %. Les turbines à gaz (TAG) sont des machines productrices de puissance mécanique dont les performances sont fortement dépendantes de l'aspect thermodynamique, de l'aspect dimensionnel, et de l'aspect conditions ambiantes [3]. Les deux premiers dépendent du constructeur ; quant au dernier il dépend des conditions climatiques du site d'implantation. Souvent les turbines ne sont pas installées dans des environnements idéaux, et avec l'exploitation elles subissent différents climats : chaud, froid, humide et brouillard. Cela affecte considérablement leurs performances. Les performances des installations ne sont pas fixées, la température ambiante influe directement sur la puissance produite. Typiquement, pour chaque hausse d'1 °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz diminue de 0,54 à 0,9 % [4].

Au Niger, compte tenu des températures élevées qui sont en moyenne maximale de 37 °C annuellement avec des maxima mensuel atteignant 42 °C en période de chaleur [5], l'efficacité est compromise. La sensibilité des TAG à la variation considérable de la température fait que leur rendement thermique d'exploitation ainsi que la puissance délivrée se trouvent fortement affectés.

C'est dans ce contexte que l'opérateur d'électricité NIGELEC déploie les moyens nécessaires pour augmenter les rendements énergétiques des turbines en périodes de

températures élevées. La technologie de fabrication de la turbine à gaz est l'une des plus dynamiques du monde. Beaucoup de méthodes [6] sont utilisées pour l'augmentation de puissance afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement. L'une des méthodes les plus utilisées est l'installation d'un système de refroidissement d'air d'admission du compresseur sur les turbines existantes. Puisque les turbines à gaz sont des machines à volume constant, en alimentant la turbine à gaz avec de l'air refroidi, le débit massique de ce dernier est augmenté, permettant à la machine d'atteindre des puissances plus importantes.

Dans un pays où les températures sont élevées, les systèmes de refroidissement d'air d'admission peuvent être une solution pertinente à la sensibilité des machines aux températures extrêmes.

I.2 Présentation de la structure d'accueil

La société nigérienne d'électricité, NIGELEC, a pour mission de mettre à la disposition des couches sociales de l'énergie électrique. La NIGELEC a le statut de société anonyme à économie mixte au capital de 3356500000 FCFA, dont l'Etat Nigérien détient 94,75 % des actions. Elle a pour objectif d'assurer la production, le transport et la distribution de l'énergie électrique. Nous présentons à la Figure 1 l'organigramme de son secrétariat général.

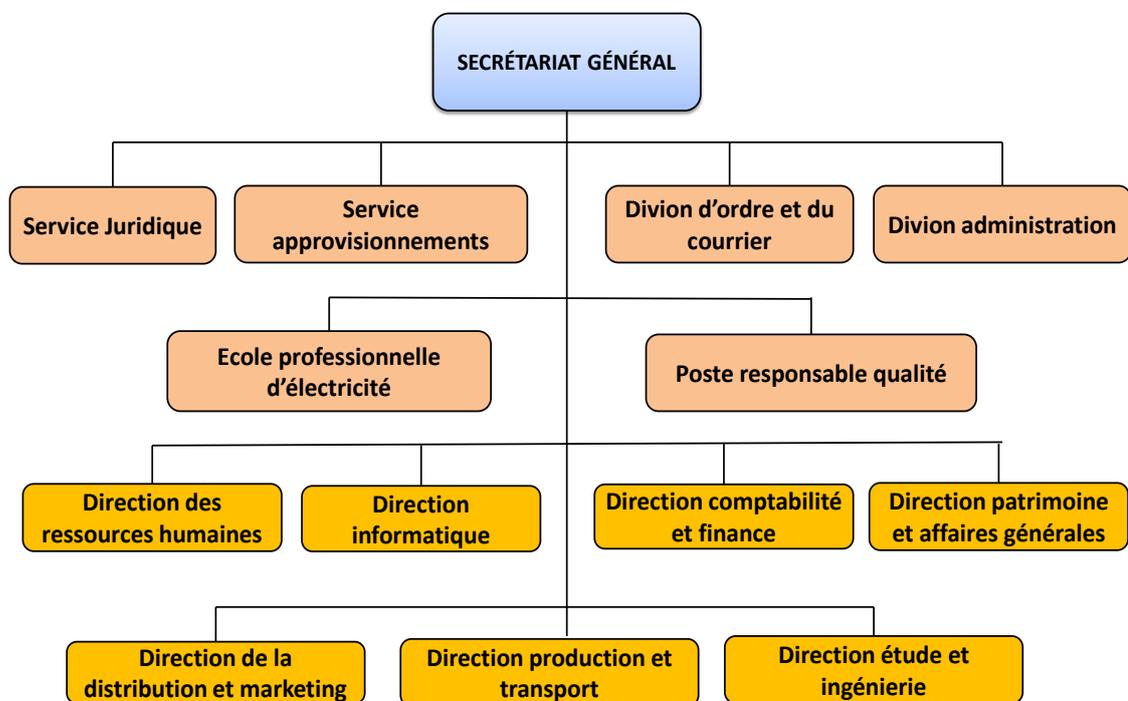


Figure 1. Organigramme du secrétariat général de la NIGELEC

I.2.1 Capacité de production

L'approvisionnement en énergie électrique est assuré principalement par les sources suivantes :

- Les interconnexions avec le Nigeria ;
- Les centrales thermiques de la NIGELEC ;
- La production de la SONICHAR. ;
- La production d'AGGREKO

La production propre de la NIGELEC est assurée par des centrales thermiques ; il en existe deux types, à savoir :

- Les centrales isolées qui sont les seules sources d'alimentation des localités où elles sont installées (centre isolés) ;
- Les centrales dites « réserves froides » située en zone interconnectée qui ne sont utilisées que lorsque les lignes d'interconnexion sont indisponibles ou insuffisantes pour couvrir la demande.

Au niveau des moyens de réserve froides, on compte deux turbines à gaz d'une capacité de 12 MW chacune, acquises en 1978 et 1980 installées sur le site de la centrale de Niamey II. Toutefois compte tenu de la vétusté, ces machines ne produisent que 10 MW au maximum. Un groupe diesel PC4-12 de 12 MW mis en service en 1985 et fonctionnant au diesel et au fioul lourd est installé sur une deuxième centrale, celle de Goudel.

La distribution de l'énergie électrique sur le territoire est assurée par l'ensemble des infrastructures du réseau caractérisé par :

- Réseau MT : 3 608,41 km ;
- Réseau BT : 1 837,21 km ;
- 5 Postes MT/MT et 1 625 Postes MT/BT.

I.2.2 Perspectives d'avenir

Les perspectives sont prometteuses compte tenu des investissements massifs réalisés, dont les plus importants sont les projets de construction de centrales:

- Centrale électrique diesel 100 MW de Gorou Banda (Niamey) : Travaux en cours ;
- Centrale électrique à charbon de Salkadamna (Tahoua) 200 MW;

- Centrale électrique solaire photovoltaïque de 20 MW.

I.3 Objet de l'étude

Les turbines à gaz actuelles de la NIGELEC qui produisent de l'électricité sont confrontées à une baisse de régime en période de chaleur. La sensibilité des TAG aux températures élevées de l'air ambiant du site d'exploitation fait en sorte que leur rendement est compromis. Des récentes études ont montré qu'on peut optimiser la capacité de production des turbines à gaz sensibles aux températures élevées par l'installation d'un système de refroidissement d'air d'admission du compresseur.

L'objectif de cette étude est la conception et la réalisation d'un prototype de refroidissement d'air d'admission de la turbine GT35 N°1. Il s'agit d'analyser en premier lieu l'impact de l'élévation de la température sur la production de la turbine, puis proposer une technologie de refroidissement adaptée au contexte technico-économique permettant l'amélioration des performances de la turbine à gaz. Afin de bien estimer l'impact de la température et de dimensionner le refroidisseur, un modèle mathématique de la turbine partant des données constructeur sera élaborer sur Matlab.

I.4 Organisation de l'étude

La présente étude est réalisée au sein de la direction de la production et de transport (DPT) de la NIGELEC. Elle s'inscrit dans le cadre de l'amélioration de la productivité du parc de la NIGELEC. Notre travail est une contribution à l'augmentation des performances des turbines à gaz en période de forte chaleur par l'installation d'un système de refroidissement d'air d'admission. Il s'articule comme suit :

La première partie est consacrée à une présentation succincte des technologies des turbines à gaz et leur mode de fonctionnement.

La deuxième partie présente une vue bibliographique sur quelques travaux effectués concernant les différentes technologies de refroidissement d'air d'admission permettant l'amélioration des capacités de production des turbines à gaz lorsque celles-ci sont sensibles aux températures élevées. Enfin les deux dernières parties sont consacrées respectivement à l'analyse des données recueillies et à la présentation d'un modèle mathématique de la turbine à gaz, partant des données constructeur. Le modèle mathématique servira à une vérification de l'impact de la hausse des températures sur la turbine. Enfin on présentera le dimensionnement d'un système de refroidissement adapté et l'analyse économique.

II. Généralités sur les turbines à gaz

Les turbines à gaz font partie de la famille des turbomachines, définies comme des machines dans lesquelles a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant et un fluide en écoulement permanent. Leur rôle principal est la production de l'énergie mécanique à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (liquide, gaz) [7]. Les domaines d'applications des turbines à gaz sont nombreux, les applications les plus courantes sont situées dans la production d'électricité et la propulsion. Les premières turbines industrielles furent conçues dans le même esprit que les turbines à vapeur et, de ce fait, l'ensemble de la construction était lourd et encombrant.

II.1 Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz produisent de l'énergie mécanique à partir de la détente d'un gaz dans une turbine. Elles sont presque toujours associées à un compresseur et une chambre de combustion fournissant la chaleur au gaz avant sa détente dans une turbine. L'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur par un arbre d'entraînement. Dans sa forme la plus simplifiée, le principe de fonctionnement des turbines à gaz est présenté sur la (Figure 2).

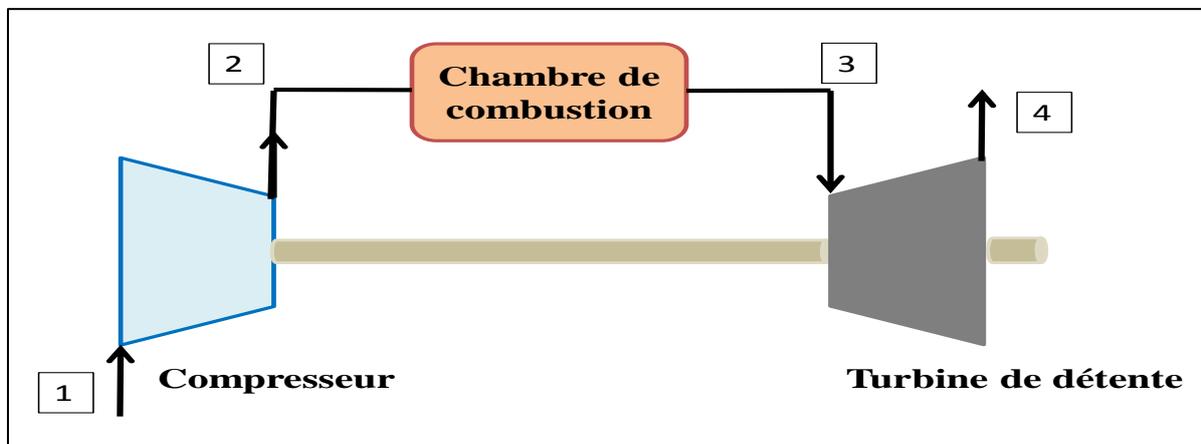


Figure 2. Illustration du principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

La turbine à gaz fonctionne suivant trois phases qui se déroulent continuellement à savoir la compression, la combustion et la détente.

Dans un premier temps, de l'air extérieur est aspiré dans le compresseur. Le système d'admission d'air comporte généralement un filtre d'air empêchant le passage des impuretés dans la section compresseur. Dans le compresseur l'air ambiant est comprimé, il passe des

conditions (1) (pression et température) aux conditions (2) ou sa température et sa pression se trouvent élevées.

L'air provenant du compresseur est ensuite dirigé vers la chambre de combustion. Dans la chambre de combustion, du combustible est injecté, atomisé et mélangé avec l'air. L'oxygène de l'air sert (partiellement ou en totalité) à la combustion. On obtient un mélange gazeux sortant de la chambre de combustion aux conditions (3), avec un volume agrandi à pression constante.

A la sortie de la chambre de combustion, les gaz mêlés sont évacués vers la turbine, à travers laquelle ils se détendent. Une réduction de température et de pression se produit dans la turbine entière. En sortie de turbine, on dispose de gaz sous pression aux conditions (4). Une partie du travail mécanique produit par la turbine sert à entraîner le compresseur.

II.2 Cycle turbine à gaz

II.2.1 Cycle idéal de Brayton

Dans le cycle d'une turbine à gaz, le fluide du travail est le gaz (normalement air+ gaz de combustion), qui au cours du cycle subit des changements de compression de volume et de température. Le cycle élémentaire de la turbine à gaz est le cycle de Brayton représenté sur la (Figure 3) dans le diagramme (T, S).

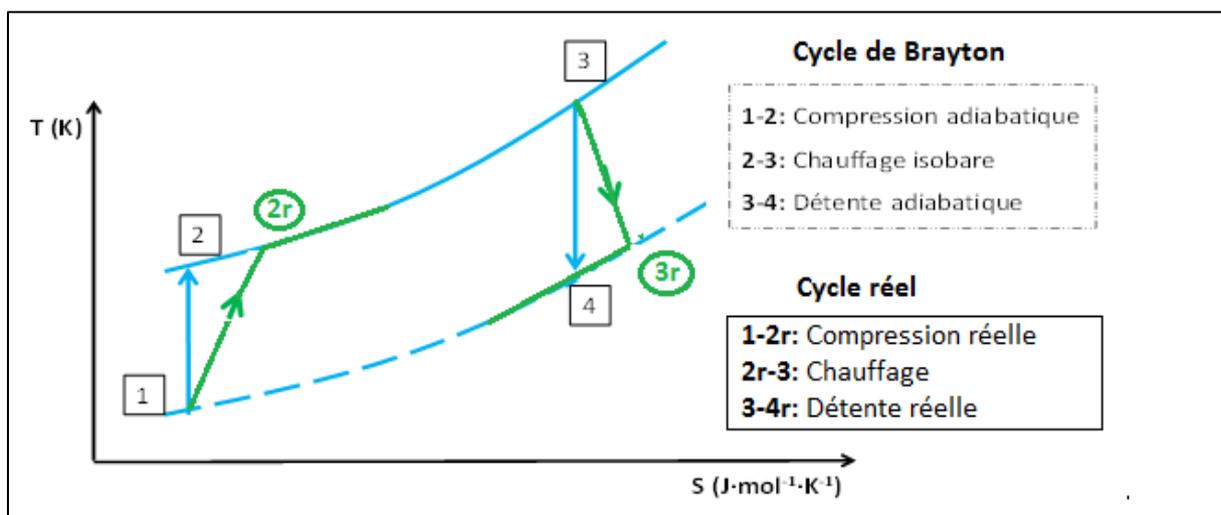


Figure 3. Illustration cycle de Brayton et cycle réel dans le diagramme (T, S)

Dans le cycle idéal de Brayton les processus: compression (1-2) et détente (3-4) se produisent respectivement dans le compresseur et la turbine et sont supposés isentropiques, de la chaleur est additionnée (2-3) dans la chambre de combustion. Les gaz de combustion sont rejetés dans

l'atmosphère en (4), et des gaz frais sont admis en (1) à la même pression. D'un point de vue énergétique, on peut assimiler ce cycle à un cycle fermé avec un refroidissement isobare entre (4) et (1).

II.2.2 Cycle réel

Le cycle réel de la turbine à gaz s'écarte du cycle idéal. En effet, lors des compressions (1-2r) et détente (3-4r), les irréversibilités (frottement, choc sur les aubages) sont génératrices d'entropie et provoquent un échauffement de gaz plus élevé que prévu par le cycle de Brayton (cf. Figure 3). A noter que les irréversibilités contribuent toujours à dégrader l'efficacité de la turbine.

II.3 Technologie de turbine à gaz

II.3.1 Turbine à un seul arbre

Dans les systèmes de turbine à gaz à un seul arbre (Figure 2), un seul rotor ou turbine est utilisé pour produire de l'énergie mécanique. Un arbre d'entraînement transmet l'énergie mécanique au compresseur et à la charge. Les turbines à un seul arbre sont généralement utilisées lorsqu'elles sont appelées à travailler à vitesse et à charge constante [8].

II.3.2 Turbine à deux arbres

Dans la technologie de turbine à deux arbres (Figure 4), une deuxième turbine est présente dans le système. Le premier arbre associe le compresseur et la première turbine et forme un système appelé générateur de gaz. Ce dernier fonctionne comme une turbine à gaz à un seul arbre. La première turbine est chargée de fournir le travail mécanique nécessaire à la compression. Le deuxième arbre est relié à la deuxième turbine dite turbine de puissance. C'est cet arbre qui entraîne la charge. C'est donc l'énergie des gaz sortant du générateur de gaz qui est réellement utilisée. Dans un tel processus, un excès d'énergie est donc nécessaire à la sortie de la première turbine pour permettre le fonctionnement de la seconde turbine. La configuration des turbines à deux arbres s'avère très utile si une variation de vitesse et de charge est prévisible [8], car la partie turbine de puissance peut changer de vitesse de rotation indépendamment de la première turbine.

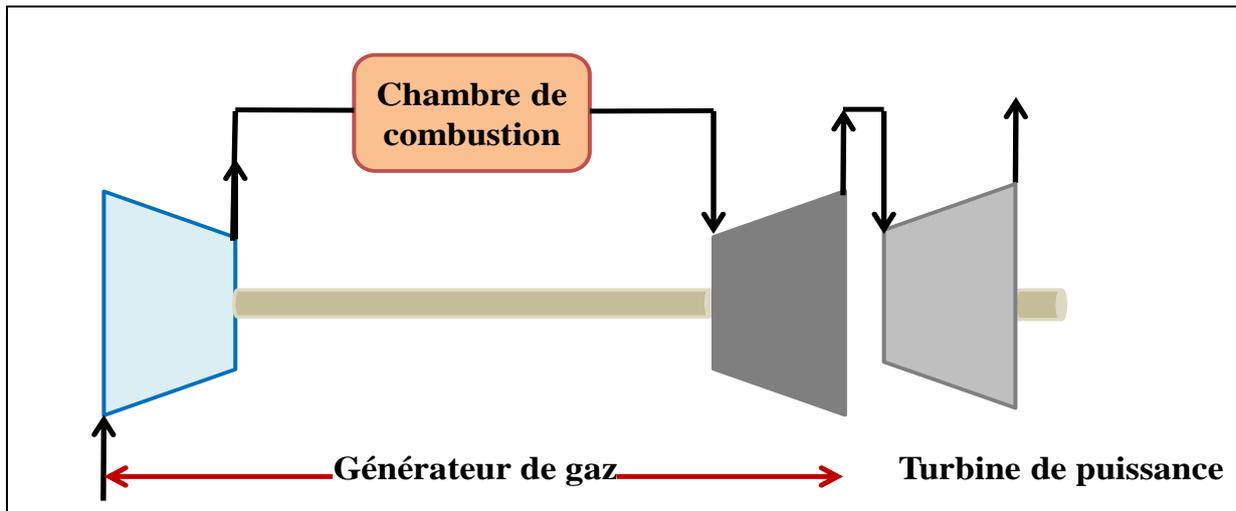


Figure 4. Représentation schématique du principe d'une turbine à gaz à deux arbres

III. Revue bibliographique système de refroidissement d'air d'admission du compresseur

Les turbines à gaz sont souvent confrontées à une sensibilité aux conditions ambiantes, notamment la température. Pendant les périodes de hautes températures les turbines à gaz posent un sérieux problème de dégradation de leur capacité. En effet, lorsque la température d'entrée du compresseur augmente avec un débit volumique constant, le débit massique diminue, ce qui influe sur la puissance produite. Par exemple une turbine à gaz en période de forte chaleur produit jusqu'à moins 20 % de puissance qu'en période froide [9]. Pour cela des systèmes de refroidissement d'air sont développés afin d'augmenter les performances des installations de turbines à gaz. Plusieurs techniques sont utilisées pour refroidir l'air d'admission dans une turbine à gaz. Ces technologies de refroidissement peuvent être regroupées en deux catégories :

- Refroidissement par évaporation d'eau ;
- Refroidissement indirect (Chillers).

Tenant compte de nombreux travaux qui couvrent ce domaine, la présente section met en premier plan les différentes technologies de refroidissement d'air qui sont utilisées.

III.1 Refroidissement par évaporation

Les refroidisseurs évaporatifs ont été largement utilisés pendant plusieurs décennies pour le refroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz (**Erreur ! Source du renvoi**

ntrouvable.). Les augmentations de puissance réalisables sur les turbines sont de l'ordre de 10 % dans les régions humide et dépassent rarement 15 % dans le climat sec [9].

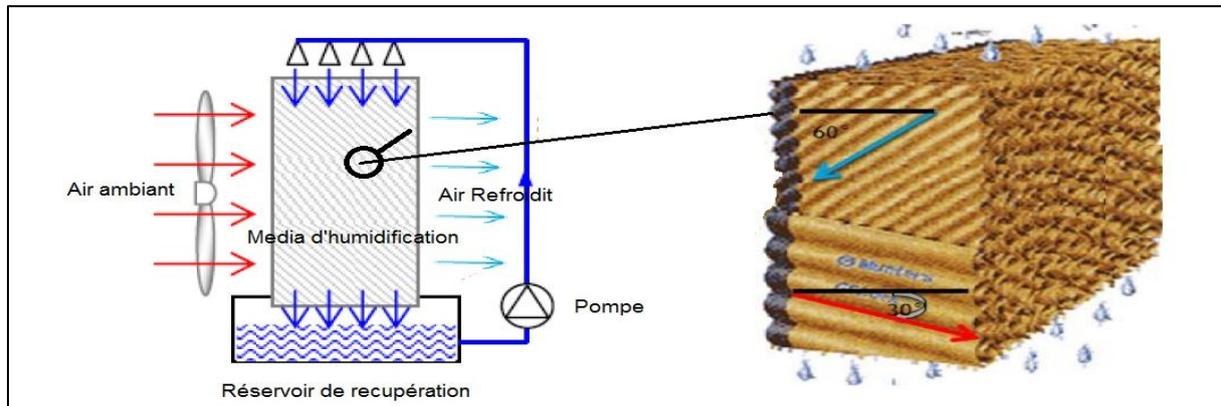


Figure 5. Représentation d'un système de refroidissement évaporatif [10]

Le principe de ces dispositifs consiste à favoriser au maximum l'évaporation d'eau (sans pulvérisation) dans l'air. Les refroidisseurs utilisés sont généralement caractérisés par un dispositif d'humidification en forme de nid d'abeille constitué de matériau en fibre de cellulose qui absorbe l'eau. Un système de refroidissement installé sur une turbine est présenté en (Annexe A).

Les technologies d'évaporation d'eau utilisées pour l'amélioration des performances sont limitées par l'humidité présente dans l'air. Pour cette raison il est difficile de réaliser plus d'environ 10 à 12 °C de refroidissement [9].

Autre facteur qui devrait être pris en compte dans l'utilisation des systèmes évaporatif est la qualité de l'eau. Pour éviter tout encrassement du compresseur et la corrosion dans les sections de la turbine, une eau traitée doit être utilisée [4]. Les caractéristiques de cette eau sont référées en (Annexe B).

III.2 Refroidissement indirect (Chiller)

Différents systèmes de refroidissement indirect d'air ont été utilisés avec succès pour augmenter les performances des turbines à gaz. Ils vont des systèmes de refroidissement mécanique au refroidisseur à absorption qui utilise l'énergie (des gaz d'échappements par exemple) comme source de chaleur [10]. L'augmentation de puissance réalisable avec ces types de systèmes est de l'ordre de 20 à 25 % [10]. De plus contrairement aux systèmes évaporatifs, ils ne sont pas affectés par l'humidité de l'air.

La (Figure 6) illustre une installation d'un système de refroidissement mécanique sur une turbine à gaz. Dans ce type d'installation, l'air est refroidi au contact de l'eau froide

produite par le système de refroidissement. Le principal inconvénient des refroidisseurs mécaniques est leur forte consommation en d'électricité. L'élévation de puissance possible est de 20 %, cependant c'est environ un tiers qui doit être utilisé pour assurer l'approvisionnement en électricité du compresseur [10]. Il est recommandé que la valeur de la température de l'air refroidi par les systèmes indirect ne soit pas en dessous de 7 °C pour éviter la formation de la glace dans les sections du compresseur. Le principe de fonctionnement des systèmes de refroidissement à compression mécanique est présenté en (Annexe C)

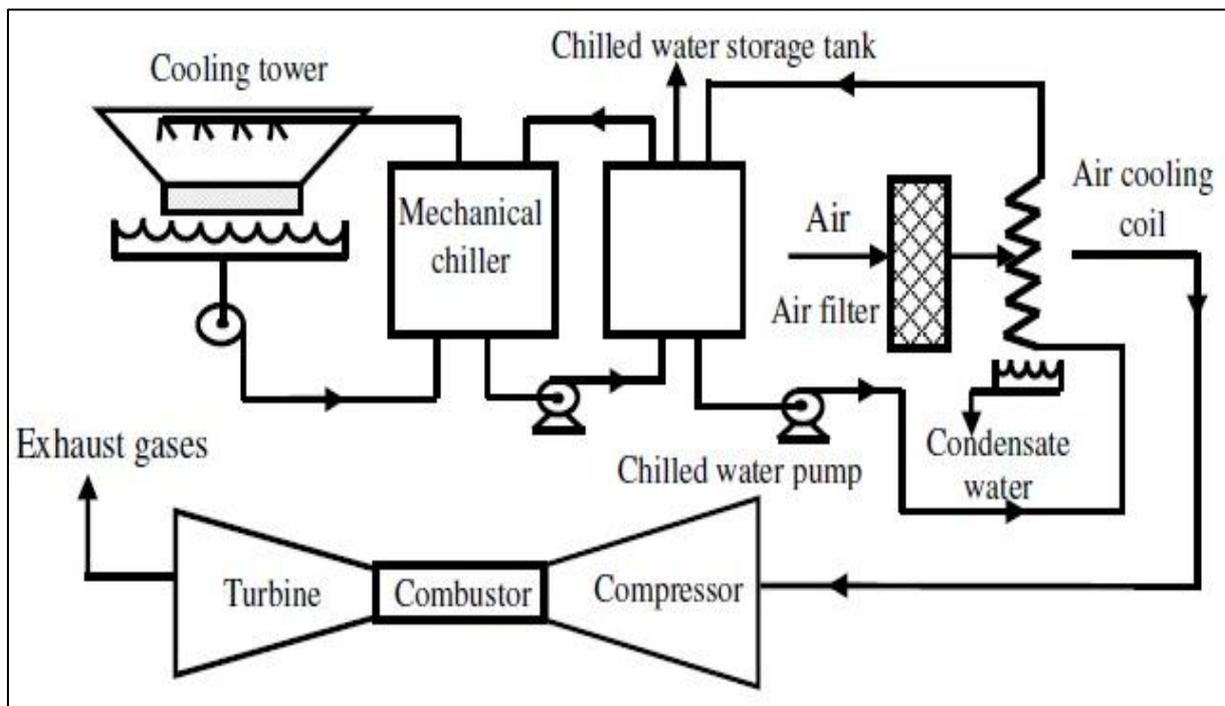


Figure 6. Illustration système de refroidissement mécanique avec stockage d'eau froide [10]

Avec les systèmes de refroidissement à absorption les puissances des turbines peuvent être stimulées jusqu'à 21 % lorsque l'air est refroidi à 8 °C [10]. De plus une seule fraction de l'énergie thermique (10 %) récupérable à partir des gaz d'échappement est nécessaire pour fournir un refroidissement de 35 °C à 10 °C [10]. Le principe de fonctionnement des systèmes de refroidissement à absorption est présenté en (Annexe D).

Le choix technique du système de refroidissement repose sur les conditions du site d'exploitation mais dépend également des avantages et des inconvénients que présente chacun des systèmes de refroidissement. Le Tableau 1 récapitule les différents systèmes abordés et présente les avantages et inconvénients liés à chacun d'eux.

Tableau 1. Avantages et inconvénients de différentes technologies de refroidissement

Systèmes de refroidissement	Avantages	Inconvénients
Refroidissement par évaporation d'eau	<ul style="list-style-type: none"> • Faible capital d'investissement • Installation rapide • Augmente la puissance des turbines d'environ 15% 	<ul style="list-style-type: none"> • Limités par l'humidité présente dans l'air. • Pas adaptés pour les régions chaudes et humides. • Augmentation des pertes de charges dans les conduits d'air • Consommation en eau importante.
Refroidissement à compression	<ul style="list-style-type: none"> • Augmente la puissance des turbines d'environ 25% • Pas sensible à l'humidité présente dans l'air 	<ul style="list-style-type: none"> • Capital d'investissement élevé • Coût d'opération et de maintenance élevé • Consommation en électricité élevée • Durée d'installation longue
Refroidissement par absorption	<ul style="list-style-type: none"> • Consommation électrique très faible; • Sa longévité, fiable et silencieuse • Pas sensible à l'humidité présente dans l'air • Augmente la puissance des turbines d'environ 25% 	<ul style="list-style-type: none"> • Capital d'investissement élevé • Nécessite une maintenance très rigoureuse • Temps d'installation important

IV. Environnement de la turbine à gaz

L'énergie électrique est un bien indispensable pour le développement d'une économie et d'une société en générale. Au vu de son importance capitale, il est nécessaire que les opérateurs d'électricité assurent l'accès aux populations. L'équilibre offre-demande, doit être satisfait à tout moment. Cependant force est de constater que cet équilibre n'est pas toujours atteint. La hausse de la température accroît la demande et diminue les capacités de production. La Figure 7 présente l'évolution de la charge de la région du site d'implantation de la turbine à gaz.

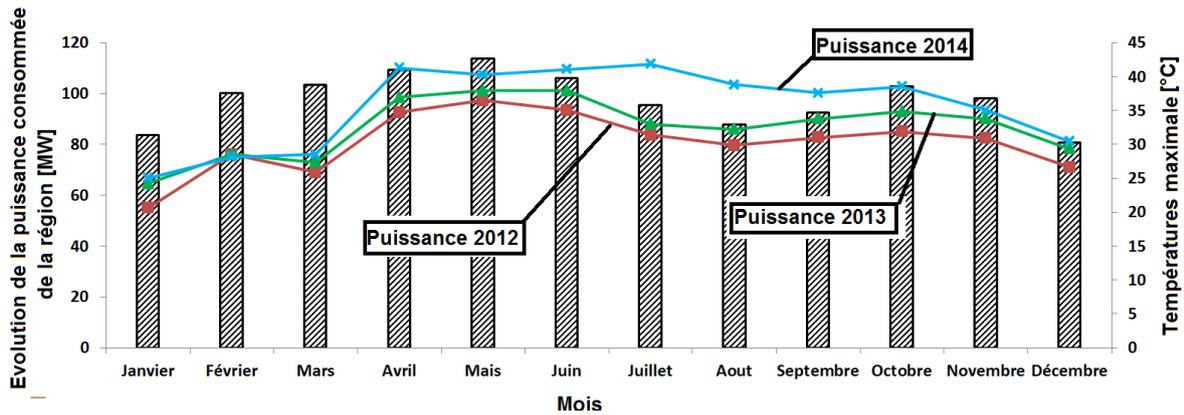


Figure 7. Evolution mensuelle de la charge [1]

On constate en effet que la hausse de la température, entraîne une augmentation de la demande. Durant la période de forte chaleur (Mars-Mais), la demande est plus élevée que durant toutes les autres périodes ou les températures sont plus faibles. La turbine à gaz de la NIGELEC fonctionne en réserve, donc ne fonctionne que lorsqu'on n'arrive pas à couvrir la demande principalement pendant la période de forte chaleur.

V. Turbine à gaz GT35 de la NIGELEC

V.1 Rendement des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont des machines de production de puissance mécanique possédant un faible rendement (25 à 35 %). Ce faible rendement est dû au fait qu'une partie de la puissance produite sert à entrainer le compresseur et une autre est perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Le rendement global de la turbine appelé rendement thermique peut être évalué par la formule suivante :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{\dot{m}_{com} \times P_{ci}} \quad 1$$

η_{th} : Rendement thermique ;

Q_u : Puissance utile (MW) ;

\dot{m}_{com} : Débit combustible ($kg \cdot s^{-1}$);

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur ($MJ \cdot kg^{-1}$)

Au cours l'exploitation, la turbine à gaz ne fonctionne pas toujours à sa puissance de rendement optimum. Pour un fonctionnement à une puissance donnée, le rendement de la turbine varie. Dans le cas la turbine à gaz de la NIGELEC qui utilise du gasoil comme combustible de $P_{ci} 43 MJ \cdot kg^{-1}$ et avec un débit injecté de $1,35 kg \cdot s^{-1}$, la Figure 8 illustre l'évolution de son rendement en fonction de la puissance produite.

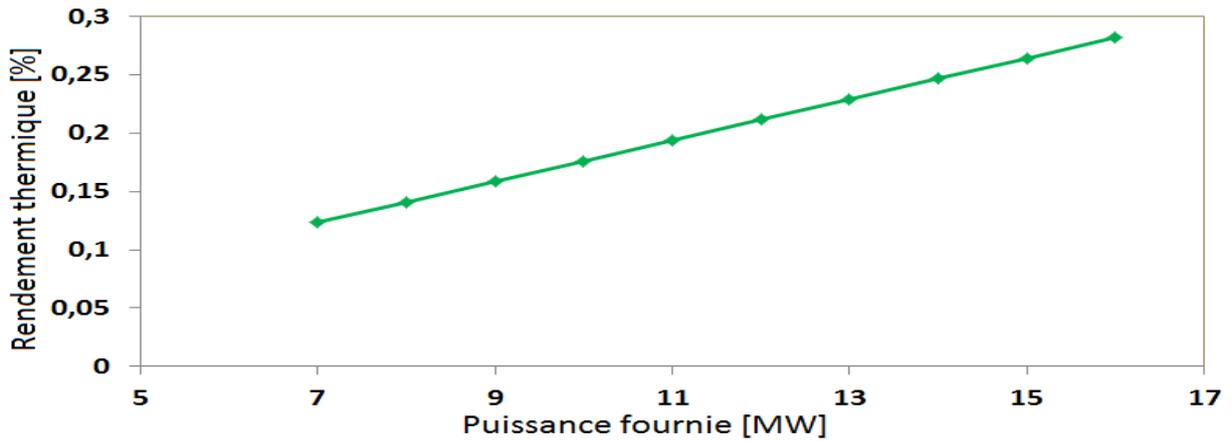


Figure 8. Evolution du rendement de la turbine en fonction de la puissance produite

En effet, au fur et à mesure que la puissance produite augmente, le rendement thermique d'exploitation est meilleur. Lorsqu'on fait fonctionner la turbine à une faible puissance son rendement thermique diminue, car la chaleur fournie au gaz dans la chambre de combustion n'est pas totalement absorbée lors de la phase de détente, une part de l'énergie est donc rejetée dans l'atmosphère.

V.2 Analyse des données de la turbine à gaz GT35

La société nigérienne d'électricité, NIGELEC, utilise les turbines à gaz pour générer de la puissance électrique, la turbine Stal Laval GT 35 est utilisée en réserve. De ce fait compte tenu de son fonctionnement intermittent, il s'est avéré difficile d'analyser efficacement les données mensuelles disponibles. Cependant nous nous limiterons à une simple observation de la consommation spécifique mensuelle. La Figure 9 illustre la consommation spécifique annuelle ($\text{kg}\cdot\text{kWh}^{-1}$) de la turbine

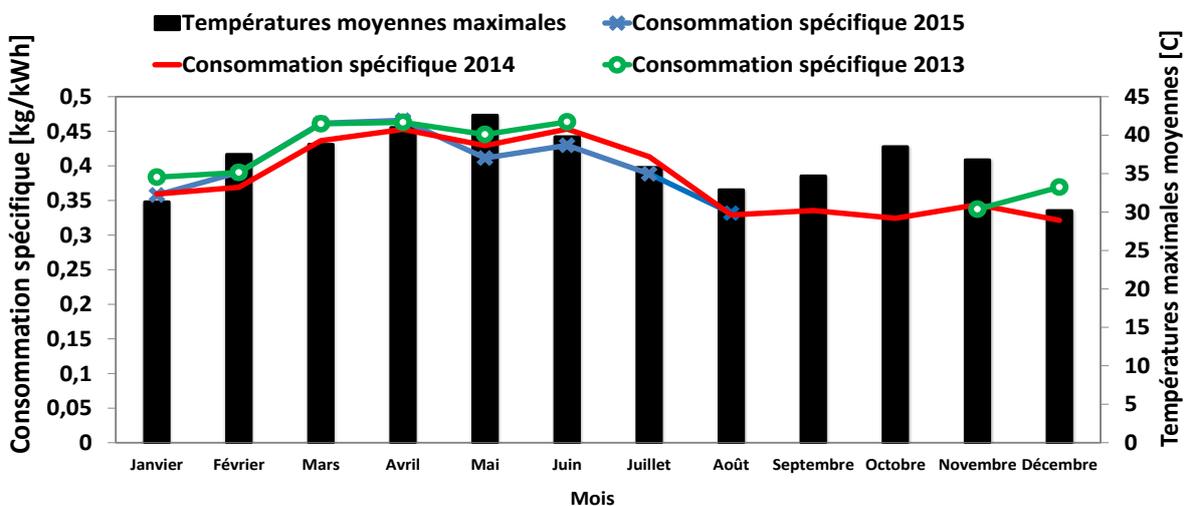


Figure 9. Représentation de la consommation spécifique annuelle de la turbine [1]

La Figure 9 illustre la sensibilité de la turbine à la variation de la température. Le climat de la région d'implantation de la turbine est caractérisé par trois grandes saisons : La saison froide, la saison des pluies et la saison chaude. La saison froide ou saison de basses températures s'étend de décembre à février avec des températures moyennes maximales enregistrées atteignant 30,2 °C et 31,33 C respectivement pour les mois de décembre et janvier et 37,5 °C pour le mois de février. Durant la période froide, la turbine affiche une consommation spécifique moyenne de 0,36 kg·kWh⁻¹. La saison chaude s'étendant de mars à mai, enregistre les amplitudes thermiques les plus élevées de l'année, avec des températures moyennes maximales atteignant 40 C. On enregistre une consommation spécifique moyenne de 0,42 kg·kWh⁻¹ pour la turbine à gaz. La période de juillet à septembre correspond à la saison des pluies, on enregistre une consommation spécifique moyenne de 0,35 kg·kWh⁻¹ pour des températures moyenne maximale atteignant 35 °C.

On enregistre une certaine irrégularité de la consommation spécifique de la turbine en fonction des saisons. En effet, on constate d'une part que généralement durant les périodes de températures élevées, la consommation spécifique de la turbine est relativement plus grande que lorsque les températures sont basses. D'autre part la température n'est pas l'unique facteur qui affecte les performances de la turbine. L'hygrométrie ambiante qui varie d'un mois à un autre, et entre l'été et l'hiver fait que le rendement d'exploitation de la turbine se trouve affecté. Pour le couple (janvier-août) et (janvier-septembre), on constate que les températures moyennes maximales sont plus faibles (31,33 ° C) en janvier qu'en août et septembre (32,9 °C et 34,7 C). Néanmoins la consommation spécifique est plus faible en août et septembre (environ 0,33 kg·kWh⁻¹) comparativement à celle de janvier (0,35 kg·kWh⁻¹). Ce phénomène inverse de la turbine peut être dû à un fort taux d'humidité qu'on enregistre pendant le mois d'août et septembre. Pour ces mois l'hygrométrie moyenne maximale est de l'ordre de 80 % à 90 % et la moyenne minimale 50 % à 60 %. Alors que la moyenne maximale en janvier est de 32 %. L'augmentation du taux d'hygrométrie de l'air ambiant entraîne une augmentation de la masse d'air qui traverse la turbine. Ce qui a pour conséquence une augmentation de la puissance produite d'où une faible consommation spécifique. Le constat est le même pour le couple (mars-octobre), en effet malgré une moyenne maximale de température avoisinant 38 °C pour les deux mois, on constate que la consommation spécifique en octobre 0,34 kg·kWh⁻¹ est plus faible que celle de mars avec une moyenne de 0,44 kg·kWh⁻¹. En effet, la chaleur est plus humide en octobre avec une hygrométrie moyenne maximale dépassant 70 % alors qu'en mars elle atteint rarement 36 %.

V.3 Caractéristiques turbine GT 35

La turbine étudiée, fait partie de la catégorie des turbines à deux arbres d'une puissance de 12 MW. Le Tableau 2 énumère les principales caractéristiques des différents composants de la turbine.

Tableau 2. Caractéristiques des différents composants de la turbine GT 35

Modèle turbine	GT 35
Type de compresseur	Turbocompresseur axial
Type aube directrice du compresseur	variable
Taux de compression	10
Rendement compresseur	88 %
Rendement chambre de combustion	98%
Turbine	Type à deux arbres
Rendement Turbine	86 %
Nombre d'étages Turbine de compresseur	3
Nombre d'étages Turbine de puissance	3
Vitesse arbre turbine de puissance	3600 tr/min
Alternateur	Bipolaire à encoches parallèles
Puissance alternateur	12 MW
Température fin de combustion	850 °C
Température en aval turbine de compression	540 °C
Température gaz échappement	390 °C
Débit volumique d'air d'admission	68 m ³ ·s ⁻¹

Ces caractéristiques sont celles données par le constructeur dans les conditions standards suivantes : Température : 15 °C ; Pression : 1,013 bar ; Humidité relative : 60 %. Pour mieux comprendre et visualiser cette installation, la Figure 10 illustre les principaux organes

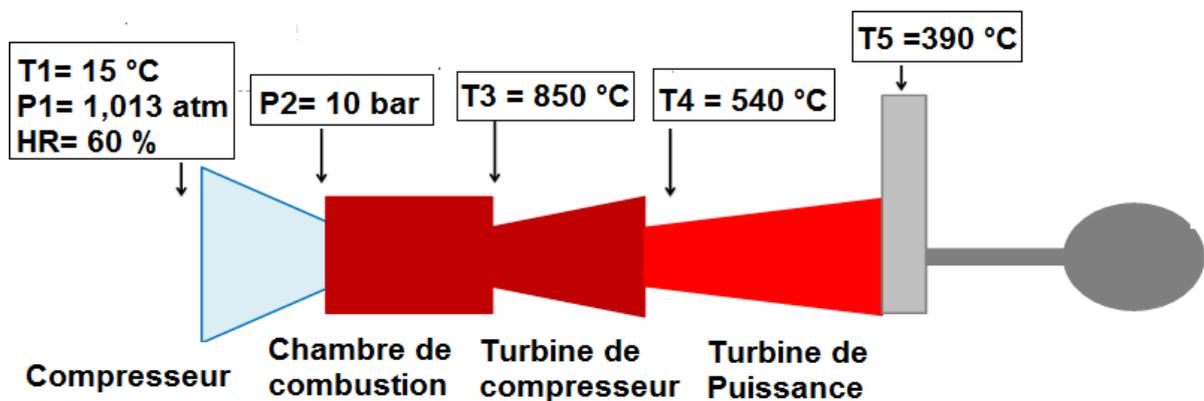


Figure 10. Schéma illustratif des différents organes de la turbine

Dans la section suivante, l'objectif sera d'essayer de créer un modèle mathématique sur Matlab se rapprochant au maximum des données fournies par le constructeur. On utilisera comme température d'admission de la turbine la température de référence 15 °C, car c'est dans ces conditions que le constructeur donne les performances de la machine. Ce modèle servira ensuite de support pour faire une analyse de l'impact de la variation de la température sur la turbine.

V.4 Modèle mathématique et programme de calcul

L'essentiel de la présente investigation a pour but de déterminer à partir du modèle mathématique et dans les conditions standards du constructeur (Température 15 °C, Pression 1,013 bar et Humidité relative 60 %)

- La consommation spécifique de combustible ;
- La puissance utile ;
- Les Températures aux différents points du cycle

Cette investigation permettra dans un premier lieu de comparer les résultats du modèle conçu sur Matlab aux données fourni par le constructeur puis dans une deuxième phase étudier dans d'autres conditions ambiantes le comportement de la turbine.

V.4.1 Hypothèses

Les hypothèses simplificatrices suivantes sont retenues pour l'élaboration du modèle.

- Pas de chute de pression dans la chambre de combustion
- On ne tient pas compte du mode de refroidissement des aubages
- Le fluide traversant le compresseur est supposé être un mélange d'air et de vapeur d'eau.

L'enthalpie de l'air atmosphérique est donnée par la relation [11] suivante :

$$h = h_a + \omega \times h_v \cong C_p \times T + \omega \times h_v \quad (2)$$

Ou :

h : Enthalpie totale de l'air ($J \cdot kg^{-1}$)

h_a : Enthalpie de l'air sec ($J \cdot kg^{-1}$)

h_v : Enthalpie de vapeur d'eau ($J \cdot kg^{-1}$)

C_p : Chaleur massique à pression constant ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

ω : Teneur en eau ($kg_{eau} \cdot kg^{-1}_{air}$)

La teneur en eau s'évalue par la formule suivante

$$\omega = \frac{0,622 \times P_{\text{sat}} \times \text{HR}}{P_{\text{atm}} - P_{\text{sat}} \times \text{HR}} \quad \text{Avec} \quad P_{\text{sat}} = \exp\left(23,3265 - \frac{3816,44}{T - 46,13}\right) \quad (3)$$

Avec :

P_{sat} : Pression de saturation (Pa)

P_{atm} : Pression atmosphérique (Pa)

HR : Humidité relative

T : Température (K)

L'enthalpie de vapeur d'eau h_v est donnée approximativement par les équations [12] (cf. Annexe E):

La chaleur massique à pression constant de l'air pour $250 \text{ K} < T < 1300 \text{ K}$ est exprimée [13] par la formule suivante :

$$C_p = 1,9327 \times 10^{-10} \times T^4 - 7,9999 \times 10^{-7} \times T^3 + 1,1407 \times 10^{-3} \times T^2 - 4,4890 \times 10^{-1} \times T + 1,0574 \times 10^3 \quad (4)$$

C_p : Chaleur massique ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

T : Température (K)

▪ Masse volumique d'air

L'air est un fluide compressible, et sa masse volumique varie fortement avec la température. La variation de la masse volumique d'air est mise en évidence par la relation suivante :

$$\rho^T = 1,292 \times \frac{273}{T} \quad (5)$$

ρ^T : Masse volumique de l'air ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

V.4.2 Paramètres d'entrée

Les paramètres énumérés dans le (Tableau 3) sont les données de l'utilisateur [3].

Tableau 3. Paramètres d'entrée du modèle de la turbine

Taux de compression	$\delta = 10$
Rendement chambre de compresseur	$\eta_{\text{cp}} = 88 \%$
Rendement chambre de combustion	$\eta_{\text{cc}} = 98 \%$
Condition ambiante	$T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar}$, $\text{HR} = 60 \%$
Débit volumique d'air d'admission	$\dot{\vartheta}_v = 68 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Puissance alternateur	$Q_{\text{al}} = 12 \text{ MW}$

V.4.3 Etude paramétrique du cycle

▪ Partie Compresseur

Lors de l'admission d'air, le débit volumique reste constant. C'est le débit massique qui change compte tenu de la sensibilité à la température de la masse volumique. Le débit massique admis donc à une température T (K) dans le compresseur est:

$$\dot{m}_{\text{air}} = \rho^T \times \dot{\vartheta}_v \quad (6)$$

\dot{m}_{air} : Débit massique d'air ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

$\dot{\vartheta}_v$: Débit volumique d'air ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)

L'air entrant dans le compresseur axial de rendement polytropique η_{cp} et de rapport de compression δ subit une compression. La température de sortie du compresseur est déterminée par la relation suivante :

$$T_2 = T_1 \times (\delta)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \quad (7)$$

k : exposant polytropique

T_1 : Température d'air d'admission (K)

T_2 : Température à la sortie du compresseur (K)

Par utilisation de la notion du rendement polytropique [14] du compresseur on a :

$$\eta_{\text{cp}} = \frac{k}{k-1} \times \frac{\gamma-1}{\gamma} \Rightarrow k = \frac{\eta_{\text{cp}} \times \gamma}{(\eta_{\text{cp}} - 1)\gamma + 1} \quad \text{avec } \gamma = 1,4 \text{ pour l'air} \quad (8)$$

La puissance absorbée par le compresseur est donc :

$$Q_{\text{cp}} = \dot{m}_{\text{air}} \times (h_2 - h_1) \quad (9)$$

Avec:

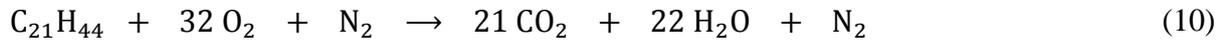
Q_{cp} : Puissance compresseur (W)

$h_1 = C_{p_{\text{air},T_1}} \cdot T_1 + \omega_1 \cdot h_{v1}$: Enthalpie de l'air d'admission ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)

$h_2 = C_{p_{\text{air},T_2}} \cdot T_2 + \omega_2 \cdot h_{v2}$: Enthalpie de l'air au point 2 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)

▪ **Partie chambre de combustion**

Dans la chambre de combustion, le combustible (gasoil) est injecté par des buses puis mélangé avec de l'air primaire (environ 1/4 du flux d'air total) et brûlé sous l'action de l'oxygène de l'air. La combustion produit une quantité de chaleur augmentant le volume et la quantité des gaz sous pression constante. Les gaz très chauds sont ensuite mélangés avec le reste de l'air (environ 3/4 du flux d'air total), qu'on appelle air secondaire, afin que la température des gaz soit réduite au niveau approprié à la tenue de la turbine. On suppose donc qu'il s'agit d'une combustion complète du gasoil de formule chimique $C_{21}H_{44}$ [15] et que le gaz en sortie de la chambre de combustion est constitué uniquement de l'air, puisque les produits de la combustion sont mélangés avec l'air secondaire (3/4 du flux d'air total). L'équation de la combustion du gasoil est donnée par la relation suivante :



D'une part puisque 1/4 du flux d'air admis sert à la combustion, la masse d'air brûlé dans la chambre de combustion est donnée par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{\text{primaire ; air}} (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{4} \quad (11)$$

$\dot{m}_{\text{primaire ; air}}$: Débit air primaire de combustion

D'autre part on suppose que l'air atmosphérique est un mélange d'oxygène et d'azote. Sachant que l'air contient 22 % de masse d'oxygène et 78 % de masse d'azote, on a le débit d'oxygène consommé par la combustion est donnée par la relation:

$$\dot{m}_{O_2} (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) = 0,22 \times \dot{m}_{\text{primaire ; air}} \quad (12)$$

Soit M_{O_2} ($\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$) la masse molaire de l'oxygène, le nombre de mole brûlé dans la réaction de combustion du gasoil donnée par la formule suivante :

$$\dot{n}_{O_2} (\text{mole} \cdot \text{s}^{-1}) = \frac{\dot{m}_{O_2}}{M_{O_2}} \quad \text{avec } M_{O_2} = 32 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1} \quad (13)$$

D'après l'équation bilan de la combustion, pour brûler une mole de gasoil, il faut 32 moles de dioxygène. Soit $\dot{n}_{C_{21}H_{44}}$, le nombre de mole suffisant de gasoil pour consommer \dot{n}_{O_2} mole de dioxygène, On détermine $\dot{n}_{C_{21}H_{44}}$ par la relation de proportionnalité suivante :

$$\frac{1}{\dot{n}_{C_{21}H_{44}}} = \frac{32}{\dot{n}_{O_2}} \Rightarrow \dot{n}_{C_{21}H_{44}} (\text{mole} \cdot \text{s}^{-1}) = \frac{\dot{n}_{O_2}}{32} \quad (14)$$

Soit $M_{C_{21}H_{44}}$ la masse molaire du gasoil, le débit de gasoil \dot{m}_C brûlé lors de la combustion est donnée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Com} (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) &= M_{C_{21}H_{44}} \times \dot{n}_{C_{21}H_{44}} \quad \text{avec } M_{C_{21}H_{44}} = 296 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1} \quad (15) \\ &= M_{C_{21}H_{44}} \times \frac{\dot{n}_{O_2}}{32} \\ &= M_{C_{21}H_{44}} \times \frac{\dot{m}_{O_2}}{32 \times M_{O_2}} \\ &= M_{C_{21}H_{44}} \times \frac{0,22 \times \frac{\dot{m}_{air}}{4}}{32 \times M_{O_2}} \end{aligned}$$

▪ Partie turbine

Puisque la technologie de la turbine GT35 est de type à deux arbres, donc il existe deux sections de turbine appelées turbine de compresseur et turbine de puissance. Le travail mécanique produit par la turbine de puissance sert à entraîner l'alternateur. C'est la puissance produite par cette turbine qui est réellement utilisée.

$$Q_u = (h_5 - h_4) \times \dot{m}_{air} \quad (16)$$

Avec :

$$h_4 = C_{p_{air,T_4}} \times T_4 + \omega_4 \times hv_4 : \text{Enthalpie au point 4 (J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{)}$$

$$h_5 = C_{p_{air,T_5}} \times T_2 + \omega_5 \times hv_5 : \text{Enthalpie des gaz d'échappement (J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{)}$$

Pour obtenir les températures d'entrée et d'échappement de la turbine de puissance, on utilise les abaques issus du document d'exploitation de la turbine (cf. Annexe F et Annexe G). Le travail mécanique produit par la turbine de compresseur sert à entraîner le compresseur, on suppose donc que le travail du compresseur est égal au travail de la turbine de compresseur.

$$Q_{cp} = Q_{tc} \quad (17)$$

Q_{cp} : Puissance du compresseur (W)

Q_{tc} : Puissance de la turbine de compresseur (W)

L'organigramme fonctionnel du programme élaboré sur Matlab (cf. Annexe H)

VI. Critère de choix du système de refroidissement

Au vu des différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau du site d'implantation de la turbine, les amplitudes thermiques sont en moyenne de 37 °C annuellement, avec des maxima quotidiens atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 57 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 40 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

Actuellement compte tenu de l'utilisation de la turbine à gaz comme source froide pour palier au forte demande de puissance électrique et vu les investissements massifs réalisés dans la construction de la centrale de 100 MW de Gourou Banda pour satisfaire la demande énergétique de la région, il est paru nécessaire de minimiser les coûts d'optimisation des performances de la turbine. En effet avec la mise en service prochaine de la centrale de Gourou Banda, la turbine sera encore moins utilisée pour produire de l'énergie.

Les économies d'énergie sont de plus en plus d'actualité, face à une consommation exorbitante en énergie des systèmes de refroidissement. Le système évaporatif s'impose comme une solution pour assurer un refroidissement avec une faible consommation d'énergie. En moyenne la consommation d'énergie d'un système de refroidissement, évaporatif est environ 4 fois inférieure [16] à celle d'un appareil classique de même puissance. La faible consommation en énergie du système évaporatif est l'un des points important retenu dans le choix du refroidisseur à installer.

Au regard de ce qui précède, et compte tenu des trois critères suivants : l'adaptation des systèmes de refroidissement évaporatif au climat de la région, leur faible consommation en énergie et le faible coût d'investissement, le choix parmi les technologies de refroidissement d'air d'admission s'est porté sur les refroidisseurs évaporatifs.

VI.1 Dimensionnement du refroidisseur évaporatif

Généralement il est recommandé de placer le refroidisseur après le filtre d'air de la turbine. Cette disposition permet de le protéger contre les poussières et toutes autres

impuretés. Dans le présent cas, l'unité d'admission d'air comportant le filtre d'air a une hauteur de 0,61 m et une longueur de 0,61 m² soit une surface d'aspiration de 0,37 m². L'aspiration de l'air est assurée par deux ventilateurs qui soufflent un débit volumique d'air de 68 m³·s⁻¹. Il est intéressant de s'attarder sur cette partie, car elle détermine principalement les caractéristiques du refroidisseur à installer. L'essentiel de notre dimensionnement consiste à déterminer les dimensions du refroidisseur. Selon [17], l'efficacité du refroidisseur évaporatif dépend de sa surface et de son coefficient de transfert thermique. Il s'agira donc de trouver un compromis entre les dimensions de notre refroidisseur et l'efficacité de ce dernier.

Disposé le refroidisseur juste après le filtre d'air d'admission nécessite d'une part la modification de la structure de la turbine. En effet ce choix oblige la confection d'un caisson qui contiendrait le refroidisseur et les matériels annexes nécessaires au dispositif de refroidissement. D'autre part sur le plan technique lorsqu'on adapte ce choix d'installation il faut tenir compte des éventuelles pertes de charges qui vont apparaître dans la conduite d'air d'admission de la turbine. De plus il faut prendre des mesures de précaution en installant un casse-gouttelette d'eau pour ne pas entraîner des grosses molécules d'eau dans les sections du compresseur. Enfin le refroidisseur à installer doit être capable de fournir un débit d'air de 68 m³·s⁻¹ soit 244 800 m³·h⁻¹, qui correspond au débit d'air d'admission de la turbine.

Au regard de ce qui précède il est très complexe d'installer le refroidisseur juste au niveau du filtre d'air de la turbine. Cependant il est beaucoup plus économique et fourni un air mieux refroidi que de refroidir l'air ambiant du local de la turbine. De plus il est à noter que la turbine GT 35 est installée à ciel ouvert car conçue pour résister aux intempéries de toutes sortes. Fournir un tel débit avec un seul refroidisseur est difficile et nécessite un investissement matériel énorme. Nous avons établi deux scénarios pour assurer le refroidissement d'air d'admission du compresseur :

- **Scenario n°1 :**

Le refroidissement est assuré par un seul refroidisseur évaporatif fournissant le débit requis de 68 m³·s⁻¹

- **Scénario n°2 :**

Le refroidissement est assuré par quatre refroidisseurs évaporatifs fournissant chacun un débit de 17 m³·s⁻¹.

Rappelons qu'il ne s'agit pas de refroidir l'air ambiant d'un local ou bâtiment. Dans la présente situation l'air refroidi est directement injecté dans le compresseur à travers les

conduites aérauliques. Donc il n'y a pas d'élément à proprement dit qui peuvent avoir une influence sur le bilan énergétique.

Pour les refroidisseur évaporatif ; il existe différentes variantes sur le marché, on peut citer Celdek de Munters et Glasdek. Pour notre refroidisseur évaporatif, on choisit le modèle Celdek.

VI.2 Modélisation du refroidisseur

L'efficacité d'un refroidisseur évaporatif dépend de sa surface et de son coefficient de transfert thermique. L'efficacité est exprimée par la relation suivante :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{A \times Hc}{C_{pa} \times \dot{m}_{air}}} \quad (18)$$

A : surface du refroidisseur évaporatif (m^2)

\dot{m}_{air} : Débit massique d'air ($kg \cdot s^{-1}$)

C_p : Chaleur massique d'air ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

Hc : coefficient de transfert thermique ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

▪ Les caractéristiques géométriques du refroidisseur

Soit un refroidisseur de dimensions suivantes :

L : longueur (m)

l : largeur (m)

d : épaisseur (m)

Le volume occupé par le refroidisseur est donc donné par :

$$V_o = L \times l \times d \quad (19)$$

V_o : volume (m^3)

▪ Surface du refroidisseur humidifié au passage de l'eau

Le modèle du refroidisseur choisi fourni une surface d'évaporation par mètre cube de $370 m^2 \cdot m^{-3}$. De ce qui précède la surface totale humidifiée au passage de l'eau dans le refroidisseur et la longueur caractéristique est donnée par :

$$A_h = 370 \times V_o \quad (20)$$

$$L_c = \frac{V_o}{A_h} \quad (21)$$

A_h : Surface humidifiée (m^2)

L_c : longueur caractéristique (m)

Pour calculer le coefficient de Nusselt (Nu), le nombre de Prandtl (Pr) et le nombre de Reynolds (Re) les corrélations [16] suivantes sont utilisées :

$$\text{Nu} = 0,1 \times \text{Re}^{0,8} \times \text{Pr}^{0,33} \quad (22)$$

$$\text{Re} = \frac{V \times L_c}{\zeta} \quad (23)$$

$$\text{Pr} = \frac{\rho \times \zeta_a \times C_p}{\lambda_a} \quad (24)$$

ζ_a : Viscosité cinématique de l'air ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

ρ : Masse volumique d'air ($\text{kg} \cdot \text{m}^3$)

λ_a : Conductivité thermique ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

C_p : Chaleur massique d'air ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

V : vitesse de l'air ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

L_c : longueur caractéristique (m)

Application numérique :

$$\rho = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 :$$

$$\zeta_a = 15,6 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} :$$

$$C_p = 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} ;$$

$$\lambda_a = 0,026 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} ;$$

Pour ces différentes valeurs numériques la valeur du nombre de Prandtl est :

$$\text{Pr} = \frac{1,29 \times 15,6 \times 10^{-6} \times 1000}{0,026} = 0,77 \quad (25)$$

Le coefficient de transfert thermique total Hc du refroidisseur évaporatif est donné par la formule suivante [17] en utilisant le nombre Nusselt comme suit :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Hc} \times L_c}{r} \Rightarrow \text{Hc} = \frac{r \times \text{Nu}}{L_c} \quad (26)$$

Avec :

Nu : Nombre de Nusselt

r : Conductivité thermique du refroidisseur ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

L_c : Longueur Caractéristique (m)

VI.2.1 Evolution du procédé dans le diagramme d'air humide

- L'évolution de l'air à travers le refroidisseur évaporatif suit un processus adiabatique.

A travers le refroidisseur, le transfert de chaleur et de masse entre l'air et l'eau entraîne la diminution de la température de bulbe sec (température sèche) de l'air et accroît son humidité, d'où la température minimale qu'on pourrait atteindre est la température de bulbe humide (température humide). L'évaporation de l'eau nécessite une quantité de chaleur appelée « chaleur de vaporisation ». Cette énergie est prise sur l'air. Dans le système de refroidissement par évaporation, l'énergie totale se conserve. On dit que l'air suit un processus isenthalpique ou adiabatique. La Figure 11 illustre le trajet suivi par l'air sur le diagramme d'air humide.

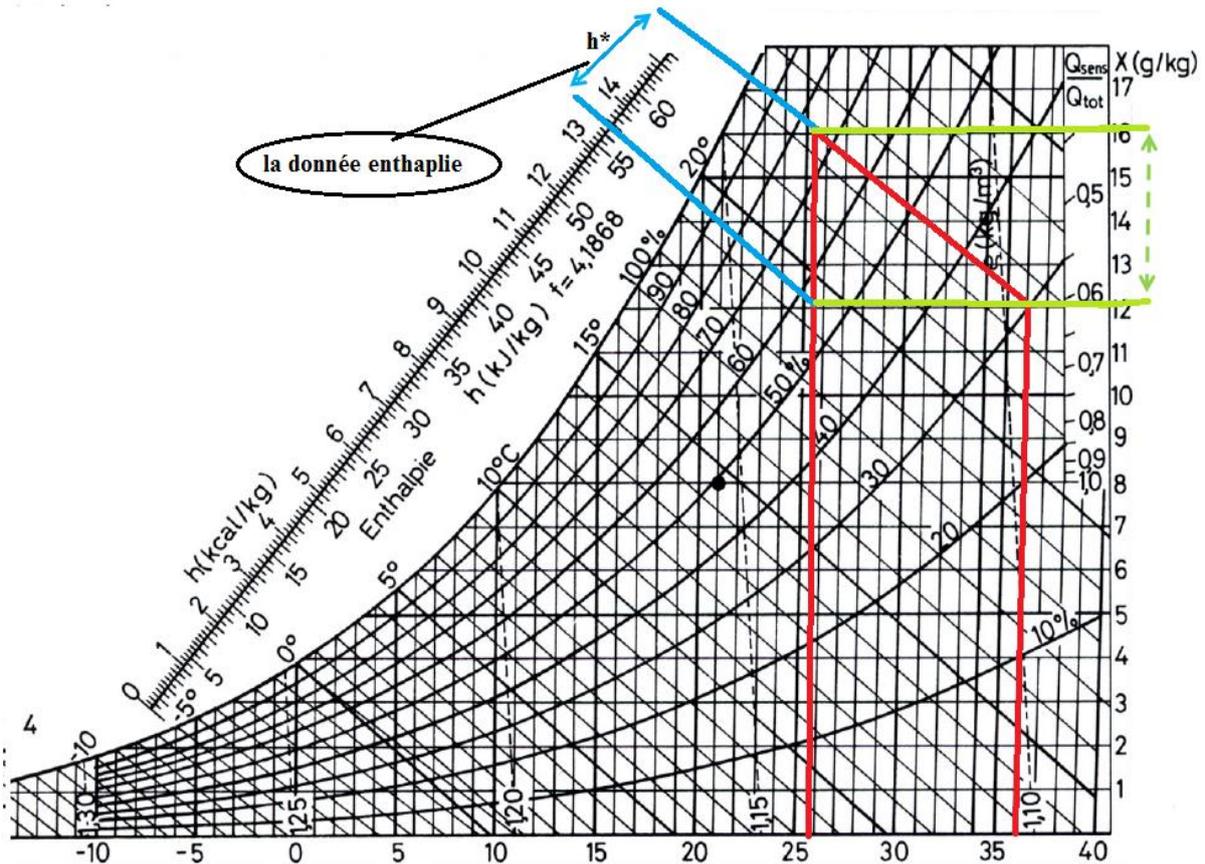


Figure 11. Evolution dans le diagramme d'air humide d'un processus de refroidissement par évaporation [18]

L'efficacité d'un tel système est définie comme le taux entre la diminution réelle de la température sèche et la diminution théorique maximale que la température sèche pourrait avoir si le refroidissement était efficace à 100%.

$$\varepsilon = \frac{T_{pa} - T_{sa}}{T_{pa} - T_{bh}} \quad (27)$$

De cette relation, on obtient la température a sortie de l'humidificateur

$$T_{sa} = T_{pa} - \varepsilon(T_{pa} - T_{bh}) \quad (28)$$

T_{pa} : Température d'air primaire (K)

T_{sa} : Température d'air sortant du refroidisseur (K)

T_{bh} : Température de bulbe humide (K)

Pour calculer la puissance frigorifique d'un rafraîchisseur évaporatif, selon [18] on procède de la façon suivante :

- On complète le diagramme psychométrique, et on extrait la donnée enthalpie h^* ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$), pour une température extérieure de 36 °C, une humidité de 30 % et un taux efficacité ε du refroidisseur.
- Connaissant le débit volumique $\dot{\vartheta}_v$ d'air impulsé par le refroidisseur évaporatif, la puissance frigorifique est déterminée par la formule suivante :

$$Q_f = h^* \times \rho \times \dot{\vartheta}_v \quad (29)$$

Avec :

Q_f : Puissance frigorifique (kW)

ρ : Débit massique d'air ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

$\dot{\vartheta}_v$: Débit volumique d'air ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)

▪ Calcul du débit d'eau évaporée

Le débit d'eau évaporée est donné par la formule suivante [19]:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{air} \times (\omega_{sa} - \omega_{pa}) \quad (30)$$

Avec :

\dot{m}_e : Débit massique de l'eau (kg/s)

ω_{pa} : Humidité absolue de l'air ambiant avant humidification ($\text{kg}_{eau}/\text{kg}_{air}$)

ω_{sa} : Humidité absolue de l'air après humidification ($\text{kg}_{eau}/\text{kg}_{air}$)

VII. Matériel et méthode

L'étude expérimentale se limitait en grande partie à la mesure des températures de l'air ambiant et des gaz d'échappement. Pour les mesures des puissances produites et de la consommation en gasoil de la turbine, les données ont été récupérées au niveau de la centrale de commande de la turbine. Dans cette section, nous présentons en premier lieu les différents matériels de mesure utilisés puis le mode opératoire.

VII.1 Matériel de mesure

Les grandeurs mesurées sont les températures des gaz d'échappement et la température de l'air ambiant. Pour la réalisation des mesures, l'ensemble des matériels suivants ont été utilisés :

- Un thermocouple pour la mesure de la température des gaz d'échappement
- Un thermomètre numérique à infrarouge pour la mesure de la température ambiante
- Un enregistreur de température
- Câbles thermocouple

VII.2 Procédure de mesure

Compte tenu que la turbine à gaz est utilisée comme groupe de secours au niveau de la NIGELEC, les mesures sont prises uniquement le jour ou la turbine était mise en marche. La mise en marche était aléatoire et pouvait survenir à n'importe quel moment. Pour notre part nos mesures sont généralement entre 8 h et 17 h. En effet cette période correspond à nos horaires de stage. Les mesures avaient débuté durant le mois de Novembre. Tous les matins à notre arrivée, on installait les appareils de mesure. Le thermocouple était placé au niveau de la cheminée d'échappement des gaz de la turbine. Les valeurs des températures étaient enregistrées sur une cadence de 40 mn. Pour la mesure de la température de l'air ambiante, on se servait du thermomètre à numérique à infrarouge.

VIII. Résultats Globaux

▪ Résultats du modèle

Le modèle mathématique élaboré sur Matlab en partant des données constructeur et en utilisant les conditions ISO (Température : 15 °C ; Pression : 1,013· bar ; Humidité relative : 60 %) comme les paramètres caractérisant les conditions ambiantes a permis d'aboutir aux résultats énumérés dans le tableau suivant :

Tableau 4. Résultats numériques du modèle dans les conditions standards

	Puissance (MW)	Débit combustible (kg·s⁻¹)	Consommation Spécifique kg·kWh⁻¹	T₃ (°C)	T₄ (°C)	T₅ (°C)
Température ambiante 15 °C	16,98	1,32	0,28	909	543	381

En sortie de la chambre de combustion, nous sommes à 10 bars et 989 °C au lieu de 9,6 bars et 850 °C qui sont les données fournies par le constructeur. En effet nous avons choisi de ne pas prendre en compte la chute de pression de 4 % qui s'opère à travers la chambre de combustion à cela s'ajoute les irréversibilités dont on a pas tenu compte. Les irréversibilités contribuent toujours à dégrader l'efficacité de la machine. D'où le fait qu'on ait un écart 59 °C entre les températures de fin de combustion du modèle et du constructeur.

A l'entrée et à la sortie de la turbine de puissance, on a respectivement une température de 543 °C et 381 °C au lieu de 540 °C et 390 °C. Ces valeurs ont été obtenues en utilisant des droites de régression linéaires représentant les abaques du document d'exploitation de la turbine. Compte tenu qu'il s'agit donc d'une approximation des données fournies par le constructeur, une erreur d'approximation est observable, d'où la différence 3 °C et 8°C constatée entre les résultats du modèle et ceux du constructeur.

Nous avons un travail mécanique fourni de 16,98 MW alors qu'on veut 12 MW d'électricité. Ce qui nous donne un rendement de 70 % pour l'alternateur et le réducteur pour l'accouplement turbine-alternateur. Cela paraît cohérent car un réducteur peut avoir un rendement faible. De plus cet écart peut s'expliquer par le fait que les propriétés thermodynamique des gaz brûlés diffèrent sensiblement de celles de l'air. En effet dans notre modèle, on a considéré que les gaz brûlés étaient essentiellement de l'air.

De ce qui précède on peut affirmer que les résultats du modèle conçu sont tout à fait cohérents avec les résultats du constructeur bien qu'on observe quelques différences, mais ils sont dus principalement aux irréversibilités et aux hypothèses simplificatrices effectuées. On peut donc utiliser ce modèle comme support pour estimer nos productions de puissance lorsqu'un refroidisseur évaporatif est installé.

▪ **Résultats des mesures**

Nous présentons dans cette partie (cf. Tableau 5) les résultats des mesures effectuées de façon globale ainsi que des résultats obtenus par le modèle mathématique dans les mêmes conditions ambiantes. Pour évaluer la bonne concordance des résultats du modèle

mathématique et validé ce dernier, nous effectuons un comparatif entre les résultats des mesures et ceux obtenu par le modèle. Il est à rappeler que les mesures étaient faites à des heures aléatoires compte tenu du statut de groupe secours que joue la turbine. L'Annexe I présente pour chaque journée où on a eu à effectuer des mesures, la température ambiante, la température des gaz d'échappement, la consommation spécifique, l'heure de mise en marche et la durée de marche de la machine.

Tamb : Température ambiante (°C)

T5 : Température des gaz d'échappement (°C)

Cs : consommation spécifique (kg·kWh⁻¹)

Tableau 5. Caractéristiques de fonctionnement comparatif entre les mesures effectuées et calculs du modèle

		Résultats des mesures	Résultats du modèle	Différence
08-nov-15	Tamb (°C)	33	306	0
	T5 (°C)	427	455	28
	Cs (kg·kWh ⁻¹)	0,37	0,47	0,1
15-nov-15	Tamb (°C)	35	35	0
	T5 (°C)	427	460	33
	Cs (kg·kWh ⁻¹)	0,5	0,5	0
18-nov-15	Tamb (°C)	34	34	0
	T5 (°C)	427	458	31
	Cs (kg·kWh ⁻¹)	0,4	0,48	0,08
17-déc-15	Tamb (°C)	29	29	0
	T5 (°C)	425	426	1
	Cs (kg·kWh ⁻¹)	0,33	0,37	0,04

Les résultats obtenus sont satisfaisants, malgré une différence notable au niveau des températures des gaz d'échappement entre les résultats du modèle et celle des mesures. Pour les journées du 8, 15, et 18 novembre 2015, la différence entre les températures des gaz d'échappements du modèle et celles des mesures est en moyenne de 30 °C. Pour la consommation spécifique, la différence maximale entre les mesures et le modèle est de 0,1 kg·kWh⁻¹.

▪ **Résultat dimensionnement refroidisseur évaporatif**

Rappelons que le dimensionnement de notre système d'évaporation consistait uniquement à déterminer les dimensions du refroidisseur évaporatif et son efficacité. La

finalité est d'estimer le gain d'énergie réalisable lorsqu'on installe un refroidisseur évaporatif. Pour les deux scénarios de refroidissement, le Tableau 6 présente les caractéristiques obtenues pour les différents refroidisseurs évaporatifs

Tableau 6. Caractéristiques du refroidisseur évaporatif à installer sur chaque refroidisseur dimensionné

Scénario 1			Scénario 2		
Dimension refroidisseur (m)	Débit d'air ($m^3 \cdot s^{-1}$)	Efficacité (%)	Dimension refroidisseur (m)	Débit d'air ($m^3 \cdot s^{-1}$)	Efficacité (%)
Hauteur:3,6 Largeur:2,5 Epaisseur:0,3	68	74	Hauteur:2,5 Longueur:2 Epaisseur:0,3	17	80

L'efficacité d'un refroidisseur évaporatif dépend ses caractéristiques dimensionnelles. Pour les deux scénarios de refroidissement établis, on obtient une efficacité de 74 % et 80 % respectivement pour le scénario 1 et 2. Pour le scénario 1 afin de parvenir à une telle efficacité et fournir le débit requis de $68 m^3 \cdot s^{-1}$, il a fallu un refroidisseur évaporatif de hauteur 3,6 m, largeur 2,5 m et une épaisseur de 0,3 m. Concevoir un refroidisseur d'envergure exige un financement matériel énorme. Concernant le scénario 2 qui consacre 4 refroidisseurs évaporatifs fournissant chacun un débit de $17 m^3 \cdot s^{-1}$, un refroidisseur évaporatif de dimension suivante : hauteur 2,5 m, largeur 2 m et une épaisseur de 0,3 m est utilisé pour chaque refroidisseur. Ce choix de débit n'est pas un hasard, il s'inscrit dans la gamme des débits disponibles auprès des constructeurs de refroidisseur évaporatif contrairement au débit du scénario 1. Malgré cet avantage d'avoir des refroidisseurs disponibles auprès des constructeurs, il s'avère intéressant d'adapter le scénario 1. En effet utilisé 4 refroidisseurs peut engendrer une augmentation de la consommation d'eau et d'électricité. De plus l'installation d'un système refroidisseur qui fournirait directement l'air refroidi au compresseur est très complexe. Le débit fourni ne peut être le seul critère à retenir même s'il est le plus important.

Pour mieux apprécier l'effet de la température sur les performances de la machine, et les améliorations qu'apportent l'installation d'un refroidisseur évaporatif, la Figure 12 montre la distribution du travail spécifique du compresseur et du travail de la turbine puissance et les Tableau 7, Tableau 8 présentent les résultats obtenus par le scénario 1 dans des conditions d'hygrométrie de 25 % et 57 %. Ces conditions climatiques correspondent respectivement à l'hygrométrie minimale et maximale de la région d'implantation de la turbine. C'est sur cette

base que nous allons évaluer l'impact d'un dispositif de refroidisseur évaporatif sur la turbine à gaz.

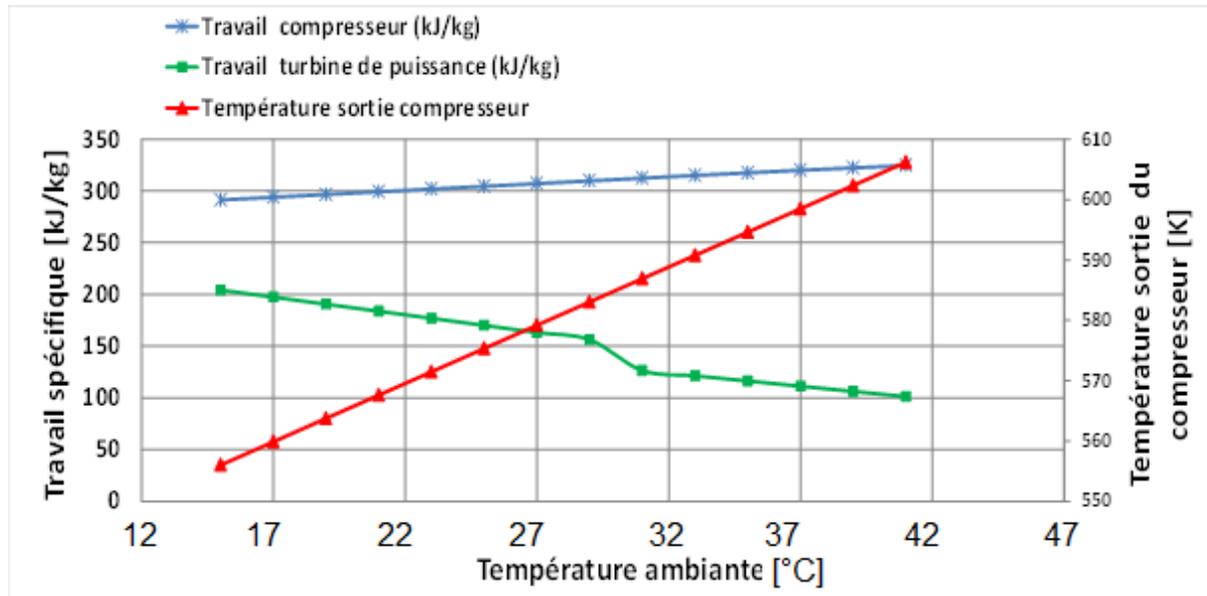


Figure 12. Illustration du travail spécifique du compresseur et de la turbine de puissance

Il apparaît clairement que la température a un effet sur le travail nécessaire à la compression. On constate que, plus la température s'élève, et plus le travail du compresseur augmente, pour le même rapport de compression tandis que le travail de la turbine de puissance suit une évolution contraire. En plus d'avoir une augmentation du débit massique d'air lorsqu'on diminue la température de l'air ambiant, le travail du compresseur diminue. Minimiser le travail du compresseur et accroître le travail de la turbine de puissance, est aussi l'un des phénomènes qu'on peut exploiter avec l'installation des refroidisseurs d'air d'admission. On constate que lorsque la température ambiante augmente, la température à la sortie du compresseur augmente permettant l'augmentation du travail spécifique du compresseur. Rappelons brièvement le processus de fonctionnement d'une TAG à deux arbres. Elle possède une turbine de compresseur pour entrainer le compresseur et une turbine de puissance pour entrainer la charge ou l'alternateur. Lorsque le travail du compresseur diminue, parallèlement la puissance mécanique produite par la turbine de compresseur diminue car celle-ci a pour rôle de faire fonctionner le compresseur. Donc les gaz s'échappant de la turbine de compresseur sont plus chargés en énergie pour faire tourner la turbine de puissance. Ainsi le travail mécanique produit par la turbine de puissance est plus important. Ce qui permet d'atteindre des productions de puissances considérables lorsqu'on installe des systèmes de refroidissement comme le montre les tableaux suivants.

Tableau 7. Production de puissance réalisable avec le refroidisseur évaporatif dans les conditions d'hygrométrie de 25 %

Température d'admission °C		Puissance produite (MW)		Consommation spécifique (kg·KWh ⁻¹)	
Avant refroidisseur	Après refroidisseur	Sans refroidisseur	Avec refroidisseur	Sans refroidisseur	Avec refroidisseur
25	15,21	14	16,91	0,3298	0,2812
26	15,91	13,34	16,67	0,3434	0,2845
28	17,31	12,7	16,2	0,3583	0,2914
30	18,71	12,54	15,72	0,38	0,2987
32	20,12	9,72	15,26	0,41	0,3064
34	21,55	9,27	14,79	0,45	0,3146
36	23	8,82	14,32	0,5028	0,3234
38	24,44	8,37	13,84	0,5261	0,3328
40	26	7,93	13,37	0,5517	0,3429

Tableau 8. Production de puissance réalisable avec un refroidisseur évaporatif dans les conditions d'hygrométrie de 57 %

Température d'admission (°C)		Puissance produite (MW)		Consommation spécifique (kg/KWh)	
Avant refroidisseur	Après refroidisseur	Sans refroidisseur	Avec refroidisseur	Sans refroidisseur	Avec refroidisseur
25	18,78	14	15,7	0,3298	0,2991
26	20,52	13,34	15,1	0,3434	0,3086
28	22,28	12,7	14,55	0,3583	0,319
30	24,07	12,54	13,96	0,38	0,3303
32	25,9	9,72	13,37	0,41	0,3428
34	27,77	9,27	12,77	0,45	0,3566
36	29,69	8,82	12,17	0,5028	0,4
38	31,67	8,37	10,8	0,5261	0,43
40	33,7	7,93	9,33	0,5517	0,4785

Dans les deux situations d'hygrométrie de 25 % et 57 %, on observe une augmentation significative de la puissance produite et une diminution de la consommation spécifique. D'autre part, l'amélioration des performances est meilleure dans les conditions d'hygrométrie de 25 % que pour une hygrométrie de 57 %.

IX. Analyse et discussion

Les résultats obtenus dans les conditions d'humidité 25 % et 54% (cf. Tableau 7 et Tableau 8) montrent que le refroidisseur du scénario 1 peut offrir respectivement jusqu'à 10 °C et 5 °C de refroidissement spontané. Ce qui représente une véritable alternative quand on sait que pour chaque hausse d'1 °C de la température ambiante la puissance de sortie peut diminuer de 0,54 % à 1 %.[4]. Pour mieux apprécier les caractéristiques de fonctionnement de la turbine lorsque le scénario 1 de refroidissement est appliqué, la Figure 13 présente la sensibilité de la puissance à la variation de la température et la Figure 14 l'évolution de la consommation spécifique.

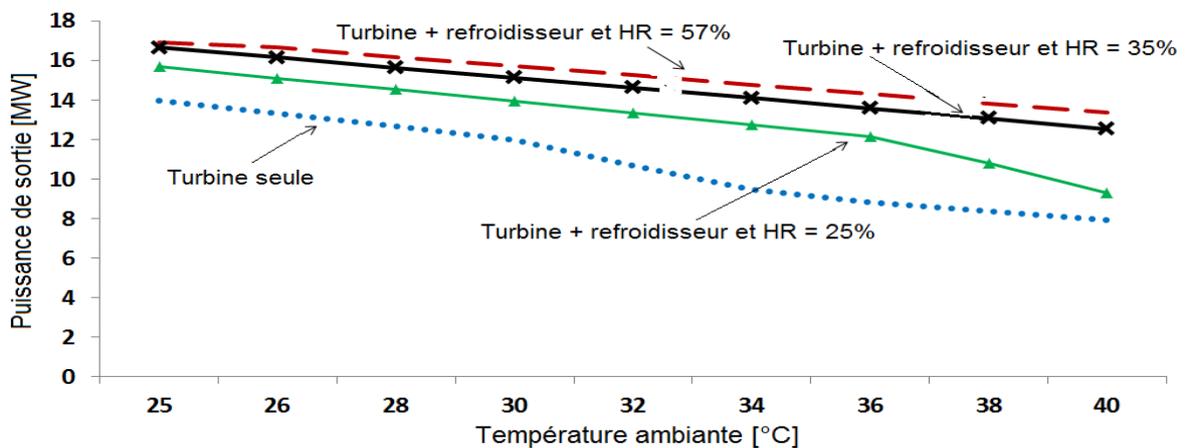


Figure 13. Evolution de la production de puissance en fonction de la température d'admission

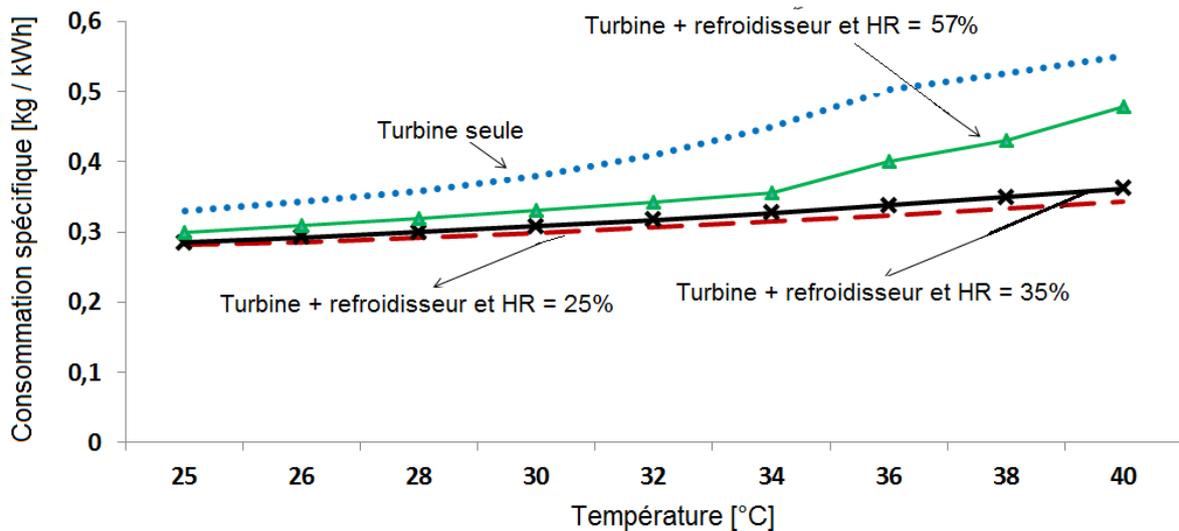


Figure 14. Evolution de la consommation spécifique en fonction de la température d'admission

Comme prévu, plus la température de l'air ambiant augmente et plus la production de puissance diminue. A titre illustratif pour une température de 25 C, la puissance produite sans refroidisseur est de l'ordre 14 MW, alors que pour une température ambiante de 40 C, la puissance produite est d'environ 7,93 MW. Typiquement cela donne pour chaque hausse d'1 C de la température, une baisse de puissance de 0,34 MW soit 2 %. Cette baisse de puissance a pour conséquence une augmentation de la consommation spécifique de la turbine qui passe de 0,32 kg·kWh⁻¹ à 0,55 kg·kWh⁻¹. A débit combustible constant la hausse de la température entraîne une augmentation de la consommation spécifique.

Refroidir l'air d'admission s'avère augmenter les productions de puissance. En effet, on constate que dans les deux cas de conditions d'hygrométries, la présence du refroidisseur permet l'augmentation de puissance produite. Pour une température ambiante atteignant 40 C, et une hygrométrie de 25 % et 57 %, on a respectivement une production de puissance de l'ordre de 13,37 MW et 9,33 MW. La faible production de puissance malgré la présence d'un refroidisseur dans le cas d'une humidité de 57 % est dû au fait que, plus l'air ambiant est chargé en humidité, plus son refroidissement par un système évaporatif est minime. Donc à la sortie du refroidisseur, on ne dispose pas d'une température suffisamment basse pour minimiser le travail du compresseur et avoir un débit massique important. Par conséquent durant les mois à l'hygrométrie élevée principalement août à octobre, où l'hygrométrie maximale dépasse 78 %, les refroidisseurs évaporatifs seraient peu prolifiques. Aussi, on remarque que pour des températures plus basses, dans les deux cas d'hygrométrie, il n'y a pas une grande différence dans la production puissance. A la température de 25 C et une hygrométrie de 25 %, la puissance produite s'élève à 16,91 MW, alors que pour la même température et une hygrométrie de 57 % la puissance produite est de 15,7 MW.

La Figure 14 montre que la baisse de la température à un effet aussi sur la consommation spécifique de la turbine. Lorsque la température décroît la consommation spécifique décroît aussi. Donc pour une même production de puissance, on consomme plus de gasoil quand la température est élevée que lorsqu'on a une faible température d'admission. A titre illustratif pour une température de 25 C et une hygrométrie de 57 %, la consommation spécifique est à 0,33 kg·kWh⁻¹, par contre lorsqu'on utilise le refroidisseur qui abaisse la température jusqu'à 19 C, la consommation spécifique se fixe à 0,28 kg·kWh⁻¹.

En somme, la nette variation des performances de la turbine en fonction de la température, est due d'une part à l'augmentation du débit massique d'air, mais aussi d'autre part à la diminution du travail du compresseur.

Dans la partie suivante, il est question d'estimer le gain d'énergie qu'on peut avoir en installant le système de refroidissement. Comme la machine à un fonctionnement aléatoire, il est difficile d'estimer avec exactitude le temps de fonctionnement total durant toute une année. Néanmoins pour les besoins de calculs, nous avons décidé de prendre le temps de fonctionnement aux différents mois de l'année 2015 et 2014.

Rappelons que le modèle mathématique de la turbine que nous avons établi fourni une puissance mécanique et non électrique. Le rendement des alternateurs est compris entre 88% et 95%. Nous utilisons un rendement de 88% pour l'alternateur pour la détermination de l'énergie électrique. De plus on supposera qu'en moyenne par mois, on a une production de 11 MW de puissance mécanique. En effet notre modèle donne la puissance maximale qui peut être obtenue, or cette puissance n'est pas produite sur tout le mois, car la charge est variable. Les Figure 15 et Figure 16 illustrent de façon explicite le surplus d'énergie acquis en installant le refroidisseur à évaporatif. Il est important de savoir si la capacité de refroidissement d'air d'admission du système évaporatif est largement suffisante pour couvrir toute l'année.

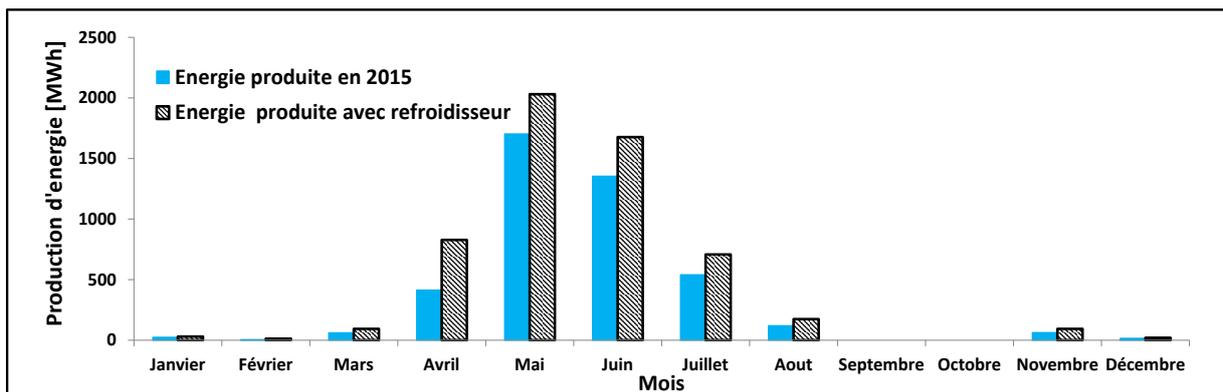


Figure 15. Illustration de la production d'énergie réalisable avec un refroidisseur évaporatif pour l'année 2015

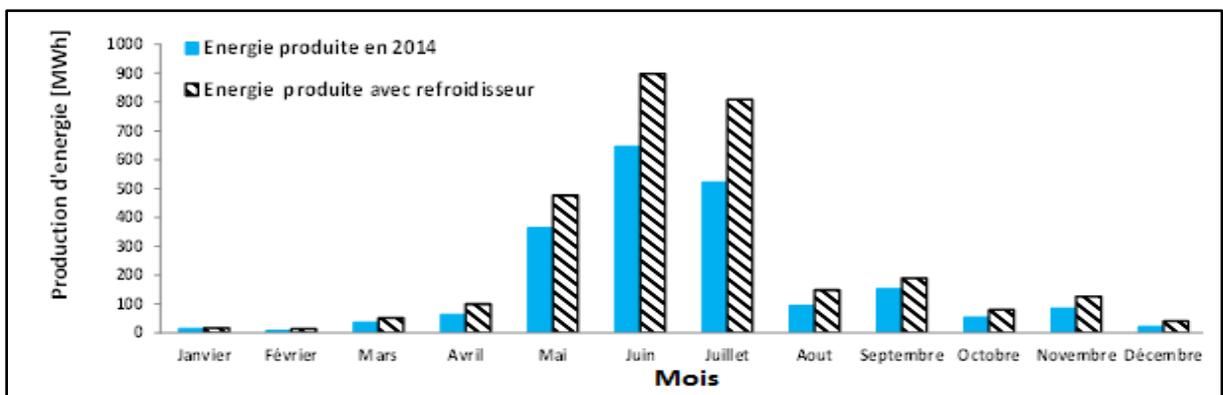


Figure 16. Illustration de la production d'énergie réalisable avec un refroidisseur évaporatif pour l'année 2014

Il est évident que les systèmes évaporatifs peuvent accroître la production de puissance, mais le plus important est de savoir le surplus d'énergie réalisable au cours d'une année. L'analyse des Figure 15 et Figure 16 relèvent que pour les deux années retenues pour l'examen, le système évaporatif arrive à couvrir les charges avec un surplus d'énergie. En effet sur les années 2015 et 2014 respectivement, les relevés statistiques montrent que la turbine à une production totale de 4302 MWh et 2071 MWh, alors qu'avec la mise en place du dispositif de refroidissement on peut enregistrer jusqu'à 4818 MWh pour l'année 2015 et 2506 MW pour l'année 2014. Soit une production supplémentaire d'énergie de 11 % (516 MWh) en 2015 et 17 % (435 MWh) en 2014.

Durant les périodes de basse température, où la moyenne minimale des amplitudes thermiques atteint respectivement 17 °C en janvier et décembre puis 22 °C en février, l'influence du dispositif de refroidissement sur l'augmentation de puissance est réduite, car on dispose déjà des conditions ambiantes proche des conditions standards du constructeur et de plus, l'activité de la turbine durant cette période est très réduite. En somme durant 8 mois sur 12 le dispositif de refroidissement peut améliorer les performances de la turbine. Particulièrement pendant la période de chaleur quand la demande d'énergie est élevée, le dispositif de refroidissement évaporatif s'avère être un atout pour accroître la production énergétique. La période de chaleur s'étendant de mars à mai enregistre une production totale de 2178 MWh en 2015 alors qu'avec l'utilisation d'un refroidisseur évaporatif on aurait augmenté la production pour atteindre 2952 MWh.

X. Etude économique

Après avoir déterminé le supplément d'énergie réalisable avec le dispositif de refroidissement, cette section se consacre à l'étude de la faisabilité économique d'une telle réalisation.

▪ Coûts des investissements initiaux

Le coût d'investissement représente le montant financier total nécessaire pour mettre en œuvre le dispositif de refroidissement évaporatif.

Ils se répartissent en deux grandes composantes à savoir : les coûts directs et les coûts indirects

Le Tableau 9 présente l'ensemble des dépenses à réaliser pour la mise en place du dispositif de refroidissement.

Tableau 9. Coûts d'investissement à réaliser pour la mise en œuvre du refroidisseur évaporatif

Coût direct				
Numéro d'ordre	Désignation et fournitures	Quantité	Prix unitaire (FCFA)	Prix total (FCFA)
I	Etude d'avant-projet et coût d'analyse		10 000 000	10 000 000
II	Principaux équipements			
II.1	Refroidisseur	1	25 000 000	25 000 000
II.2	Conduite aéraulique	1	5 000 000	5 000 000
II.3	Coffret de commande et accessoires	1	5 000 000	5 000 000
	Services auxiliaires	1	1 000 000	1 000 000
II	Aménagement			
III.1	Travaux génie civil		5 000 000	5 000 000
III.2	Construction métallique		10 000 000	10 000 000
III.3	Installation des équipements		5 000 000	5 000 000
Montant HT				66 000 000
Coût indirect				
	Ingénierie et direction			
IV.1	Préparation cahier de charge, tirage des « bleus »		500 000	500 000
IV.2	Travaux ingénierie		7 500 000	7 500 000
V	Apprivoisement du chantier			
	Transport des équipements	-	750 000	750 000
V	Imprévu		2 000 000	2 000 000
Montant HT				10 750 000
Coût d'investissement total				
Total montant HT				76 750 000
TVA 18 %				13 815 000
Total montant TTC				90 565 000

▪ **Coût de fonctionnement ou de production**

Le coût de fonctionnement désigne les dépenses nécessaires pour assurer le fonctionnement du dispositif de refroidissement. Dans le présent cas il est principalement lié à la quantité d'eau, à l'énergie électrique qui sera consommée annuellement par le dispositif de refroidissement, et les frais d'entretien.

Notons :

F1 : Coût annuel de la consommation en eau (FCFA)

F2 : Coût annuel de la consommation électrique (FCFA)

F3 : Coût annuel de l'entretien (FCFA)

CF : Coût de fonctionnement total (FCFA)

Q_{eau} : Quantité d'eau consommée (m^3)

E_{elec} : L'énergie consommée (kWh)

$$F1 = Q_{\text{eau}} \times \text{prix au m}^3 \quad (31)$$

La quantité d'eau consommée au cours d'une année est déterminée par l'équation (30). Le

Tableau 10 fourni la quantité d'eau consommée pour chaque mois de l'année.

Tableau 10. Quantité mensuelle d'eau évaporée par le système de refroidissement

	Humidité absolue avant humidification ($\text{kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$)	Humidité absolue après humidification ($\text{kg}_{\text{eau}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$)	Débit massique d'air ($\text{kg} \cdot \text{S}^{-1}$)	Temps de marche (S)	Quantité d'eau consommée (m^3)
Hygrométrie Janvier 32%	0,0088	0,0128	79	7686	2,4
Hygrométrie Février 30%	0,0123	0,0175	77	6374	2,6
Hygrométrie Mars 27%	0,0117	0,0175	77	53742	24
Hygrométrie Avril 42 %	0,0205	0,0237	76	151722	37
Hygrométrie Mai 59%	0,0326	0,0337	76	410256	34,30
Hygrométrie Juin 71%	0,0335	0,0337	77	421272	6,5
Hygrométrie Juillet 83%	Evaporation d'eau quasi-impossible car l'Hygrométrie ambiante trop élevée				
Hygrométrie Aout 91%					
Hygrométrie Septembre 85%					
Hygrométrie Octobre 71%	0,029	0,0318	77	16416	3,53
Hygrométrie Novembre 46%	0,018	0,0198	77	23400	3,2
Hygrométrie Décembre 35%	0,0091	0,012	80	8820	2

La quantité d'eau totale consommée en une année est :

$$Q_{\text{eau}} = 115 \text{ m}^3$$

Le cout annuelle de la consommation d'eau s'élève à :

$$\begin{aligned} F_1 &= Q_{\text{eau}} \times \text{prix au m}^3 \\ &= 115 \times 125 \\ &= 14375 \text{ FCFA} \end{aligned} \tag{32}$$

NB : Prix eau au $\text{m}^3=125$ FCFA

L'énergie électrique consommée annuellement par le refroidisseur est donnée par la suivante

$$\begin{aligned} E_{\text{elec}} &= \text{Puissance electrique(kW)} \times \text{temps} \\ &= 20 \times 572 \\ &= 11\,440 \text{ kWh} \end{aligned} \tag{33}$$

NB : La Puissance électrique est une moyenne représentant la puissance électrique de la pompe et du ventilateur.

$$\begin{aligned} F_2 &= E_{\text{elec}} \times \text{prix au kWh} \\ &= 11\,440 \times 100 \\ &= 1\,144\,000 \text{ FCFA} \end{aligned} \tag{34}$$

NB : Prix du kWh=100 FCFA

L'entretien du système de refroidissement est une opération nécessaire pour garantir le bon fonctionnement, éviter les pannes et éviter le développement de la légionellose. Pour notre système de refroidissement un entretien mensuel est prévu pour assurer son bon fonctionnement. Un coût forfaitaire mensuel de 10 000 FCFA est estimé pour l'entretien du refroidisseur. Le coût d'entretien annuel est donc :

$$\begin{aligned} F_3 &= 10\,000 \times 12 \\ &= 120\,000 \text{ FCFA} \end{aligned} \tag{35}$$

Ainsi donc le coût de fonctionnement est déterminé par la formule suivante :

$$\begin{aligned} CF &= F_1 + F_2 + F_3 \\ &= 14\,375 + 1\,144\,000 + 120\,000 = 1\,278\,375 \text{ FCFA} \end{aligned} \tag{36}$$

- **Economie annuelle réalisable**

L'évaluation du supplément d'énergie réalisable annuellement, a permis d'augmenter les capacités de l'ordre de 11 % en 2015 à 17 % en 2014. En considérant annuellement un supplément moyen d'énergie possible de 410 MWh avec l'installation d'un dispositif de refroidissement, le gain sur le plan financier réalisable est calculé comme suit :

$$\begin{aligned} \text{gain financier annuelle} &= \text{energie supplémentaire (kWh)} \times \text{prix au kWh} && (29) \\ &= 410 \times 10^3 \times 100 \\ &= 41\,000\,000 \text{ FCFA} \end{aligned}$$

- **Le temps de retour sur investissement**

$$\begin{aligned} \text{TRI} &= \frac{\text{Coût d'investissement}}{\text{gain financier annuelle} - \text{coût de production annuel}} && (30) \\ &= \frac{90\,565\,000}{41\,000\,000 - 1\,278\,375} \\ &= 2,28 \text{ ans} \end{aligned}$$

Le temps de retour sur investissement est plus de 2 ans.

Conclusion générale

La variation des conditions climatiques entre les saisons est permanente. Les turbines à gaz subissent différents climats au cours de leur cycle de vie qui fait en sorte que la production de puissance ne soit pas fixe.

Les travaux présentés dans ce document se situent dans le cadre de l'amélioration des capacités de production de la NIGELEC à travers les turbines à gaz. Les principaux objectifs étaient l'étude des systèmes de refroidissement d'air d'admission possible pouvant accroître la production de puissance et le dimensionnement d'un prototype adapté au contexte de la TAG de la NIGELEC.

La première partie a été consacrée à l'analyse des données statistiques disponible sur la turbine. L'analyse de la consommation spécifique révèle une nette variation entre les périodes à amplitudes thermique faible et les périodes à amplitude thermique élevées. En effet, on constate qu'avec la hausse de la température ambiante la consommation augmente.

Dans la seconde partie la modélisation de la turbine en partant des données constructeur a permis d'évaluer théoriquement l'influence de la température sur les paramètres de production. Il est apparu d'une part que pour chaque hausse d'1 C de la température la puissance diminuait de 2 %. Aussi, l'élévation de la température de l'air d'admission a un effet sur le travail du compresseur. Lorsque la température augmente, le travail spécifique du compresseur augmente entraînant par conséquent une diminution du travail de la turbine de puissance accouplée à l'alternateur.

Dans la partie suivante un dispositif de refroidissement évaporatif, d'une efficacité de 74 % modélisé avec la turbine a permis d'estimer les améliorations réalisables sur les performances de la turbine. Les résultats du refroidisseur montrent qu'on peut assurer sur toute l'année un refroidissement spontané minimum de 5 C et maximum de 10 C. La première constatation du refroidisseur sur le modèle de la turbine est l'augmentation de la puissance produite selon la température de soufflage. Dans le cas d'une température de 40 °C et une humidité de 25 % et 57 %, on a respectivement une puissance produite de 11,6 MW et 8,3 MW, soit une augmentation de l'ordre de 26 % et de 13 %. Certes la puissance de sortie augmente, mais la turbine avec le refroidisseur évaporatif est confrontée à une faible production lorsque le taux d'humidité est relativement élevé. Ainsi le dispositif de refroidissement évaporatif permettrait de couvrir les charges de refroidissement d'air d'admission durant 8 mois compte tenu de la forte humidité pendant la période d'août à octobre. (Humidité maximale dépassant 78 %). L'augmentation d'énergie réalisable au cours

d'une année est estimée en moyenne entre 435 MWh et 516 MWh, soit une augmentation moyenne annuelle de 16 %.

Au regard de ce qui précède, le dispositif est réalisable économiquement et permettrait l'amélioration des performances de la turbines.

Cette étude a permis de mettre en évidence l'influence de la température sur les performances d'une turbine à gaz. La présence d'un refroidisseur évaporatif d'air d'admission modifie bien le fonctionnement, et les performances de la turbine à gaz.

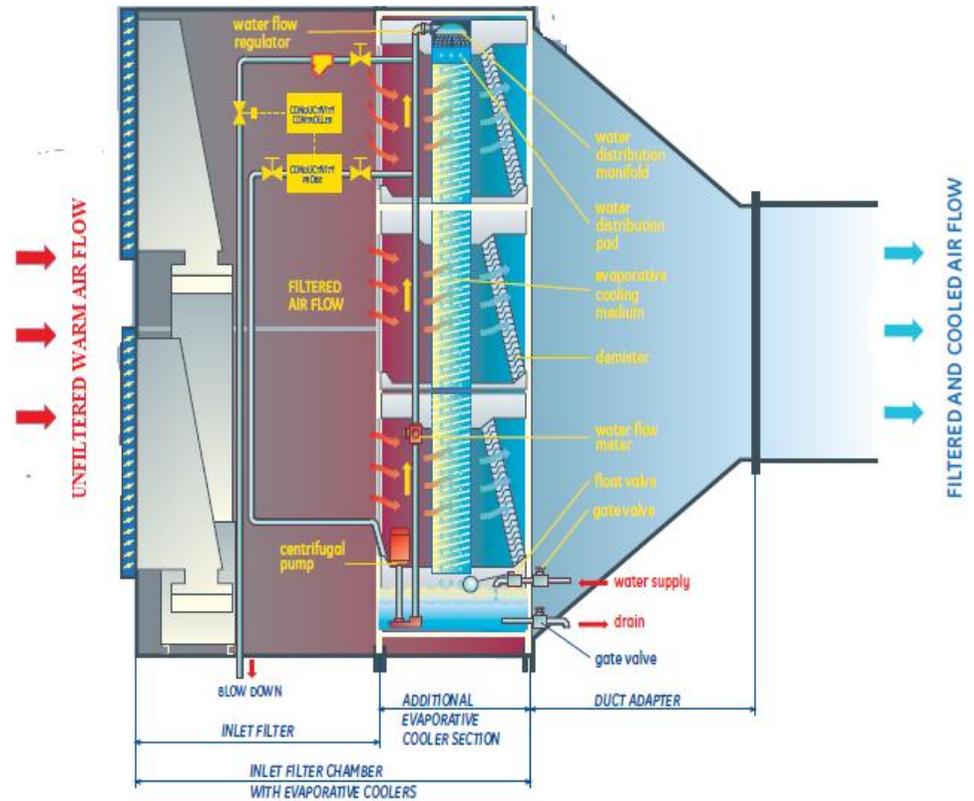
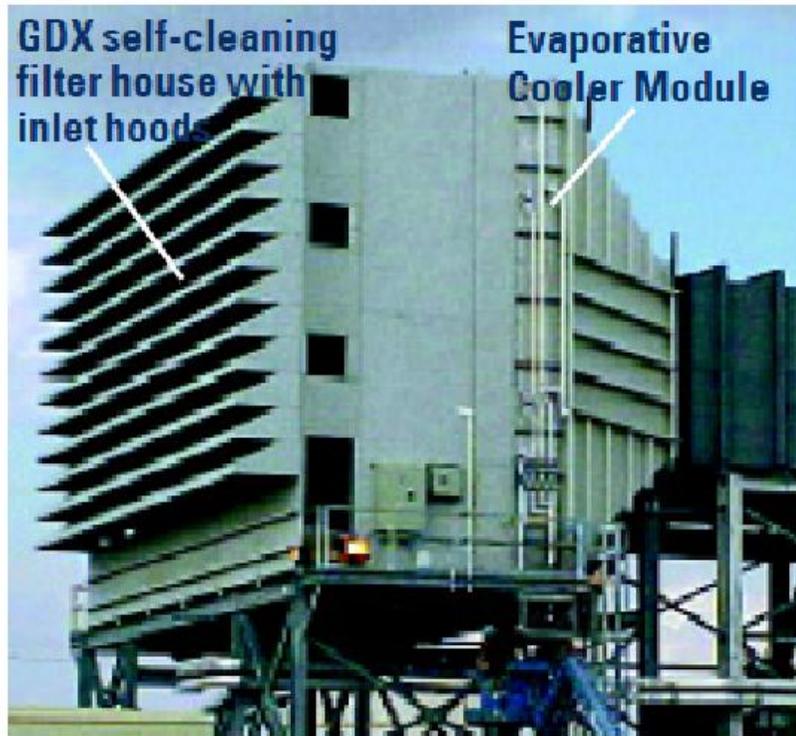
Bibliographie

- [1] NIGELEC. 2015. Etat mensuel-statistique énergie. Niamey.
- [2] V. Evoly, P. Rodgers, et S. Popli. 2013. Amélioration de l'efficacité de turbines à gaz dans l'industrie gazière en utilisant des réfrigérateurs à absorption actionnés par de la chaleur résiduelle. *21ème Congrès français de mécanique*, Août 2013, p. 1–6,.
- [3] ABB STAL-LAVAL. 1978. *Document d'exploitation turbine à gaz GT35*.
- [4] C. Mustapha et Cyrus B. 2007. Evaporative cooling of gas turbine engines-Climatic analysis and application in high humidity regions. *ASME conference proceedings*, Mai 2007 vol. 3, p 761–773,.
- [5] Institut National de la Statistique. 2014. *Annuaire statistique 2009-2013*.
- [6] A. Malika. 2009. Effet du brouillard et de l'injection de la valeur sur les performances d'une installation turbine à gaz. Mémoire de magister: Système Énergétique Avancée: Université M'Hamed BOUGARA, Boumerdes.
- [7] L. Yves. Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie. In *Traité de mécanique*, vol. BM4425. Paris, p. 16.
- [8] Z. Chafik. 2005. Commande non linéaire d'une turbine à gaz. Mémoire master d'ingénierie: Génie de la Production Automatisée, Ecole de technologie supérieure du Québec.
- [9] Mee industries. A comparative guide to inlet air cooling technologies.
- [10] T. K. Ibrahim, et M. M. Rahman, et A. N. Abdalla. 2011. Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: Technical review. *International Journal of Physical Sciences*, Février 2011, vol. 6, no. 4, p. 620–627.
- [11] A. Felis Ibaing, et al. 2012. Performance analysis and components irreversibilities of a (25 MW) gas turbine power plant modeled with a spray cooler. *American journal of engineering and applied sciences*, vol. 5, no. 1, p. 35–41.
- [12] N. K. Edem. 2012. Etude du stockage à long terme de l'énergie solaire thermique par procédé d'absorption LiBr-H₂O pour le chauffage de l'habitat. Th. doct: Énergétique et Génie des Procédés, Université de Grenoble.

- [13] F. M. White. 1988. *Heat and mass transfer*. Addison Wesley.
- [14] Houberechts et André. 1947. Les rendements isentropiques et polytropiques des compresseurs et turbines à gaz parfaits. *Schweizerische Bauzeitung*, p. 637–642.
- [15] Ecologie.com. 2003. Les carburants pétroliers [en ligne]. Consulté le 25/12/2015. <<http://www.ecologie.com/les-carburants-petroliers-articles-646.html>>
- [16] R. Lazzarin. 2015. Le refroidisseur évaporatif. Institut international du froid.
- [17] R. D. Deshmukh, et S. Jdeshmukh, et D. Warke. 2015. Théoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler *International journal of innovation and Emerging research in engineering*, vol. 2, no. 1, p. 152–157.
- [18] MET MANN. 2012. Fraicheur par évaporation.
- [19] S. A. Nana Yanteng. 2010. Evaluation du potentiel d'économies d'énergie des groupes électrogènes de la SONABEL à partir du refroidissement par évaporation. Mémoire master d'ingénierie: Génie Énergétique et Électrique, Institut International de l'Eau et de l'Environnement, 2IE, Ouagadougou.

Annexes

Annexe A. Illustration d'un système de refroidissement évaporatif installé sur une turbine à gaz



Annexe B. Caractéristiques de l'eau dans les systèmes évaporatifs

Constituants	PPM
Calcium	50-100
Chlorure	< 40
Fer	< 0,2
Vanadium	< 1
Plomb	< 1
Huile et graisse	< 2
Total solide dissous	< 500
PH	7-8

Annexe C. Principe de fonctionnement des refroidisseurs à compression mécanique

- A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène pour augmenter sa pression et sa température. A la sortie du compresseur le fluide se à l'état vapeur et haute pression.
- En passant dans le condensateur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide. L'énergie récupérée au condensateur est envoyée à l'extérieur du condensateur. Le fluide quitte le condensateur à l'état liquide et sous haute pression.
- Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.
- En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur, il est renvoyé à l'entrée du compresseur est le cycle reprend.

Annexe D. Principe de fonctionnement d'une machine à absorption

- Dans le désorbeur la solution eau + bromure de lithium est portée à l'ébullition grâce à un apport de chaleur récupérée des gaz d'échappement de la turbine. Le fluide frigorigène ou eau est transformé en vapeur et envoyé dans le condenseur. Il reste donc dans le désorbeur une solution pauvre en fluide frigorigène et concentrée en bromure de lithium qui va rejoindre l'absorbeur.
- Arrivant au condenseur, sous forme vapeur, le fluide frigorigène se condense au contact d'un échangeur ou refroidisseur alimenté en eau refroidi par l'air extérieur et retourne dans l'évaporateur.
- Dans l'évaporateur la pression étant inférieure à celle du condensateur, une partie du fluide admis va se vaporiser à une température d'environ 5°C et refroidir l'eau du circuit d'utilisation circulant dans un faisceau de tubes à l'intérieur de l'évaporateur. Le fluide vaporiser et ensuite admis à l'absorbeur.
- Le fluide frigorigène en phase vapeur s'écoule dans l'absorbeur contenant le bromure de lithium. Ce sel qui présente une grande affinité avec la vapeur d'eau va emmagasiner (absorber) le fluide frigorigène. La solution de bromure diluée est alors pompée vers le désorbeur et le cycle recommence

Annexe E. Calcul de l'enthalpie de l'eau vapeur saturée en fonction de la température $h_v(T)$

Pour les besoins de calcul on pose :

$$\theta = \frac{T}{647,14}$$

$$\tau = 1 - \theta$$

$$\alpha = \frac{T}{647,14} (-7,85823 \cdot \tau^{1,5} - 11,781 \cdot \tau^3 + 22,6705 \cdot \tau^{3,5} - 15,9393 \cdot \tau^4 + 1,77516 \cdot \tau^{7,5})$$

$$\beta = \frac{22064 \cdot e^\alpha}{T} (\alpha - 7,85823 + 1,83991 \cdot \tau^{0,5} - 3 \cdot 11,781 \cdot \tau^2 + 3,5 \cdot 22,6705 \cdot \tau^{2,5} - 4 \cdot 15,9393 \cdot \tau^3 + 7,5 \cdot 1,77516 \cdot \tau^{6,5})$$

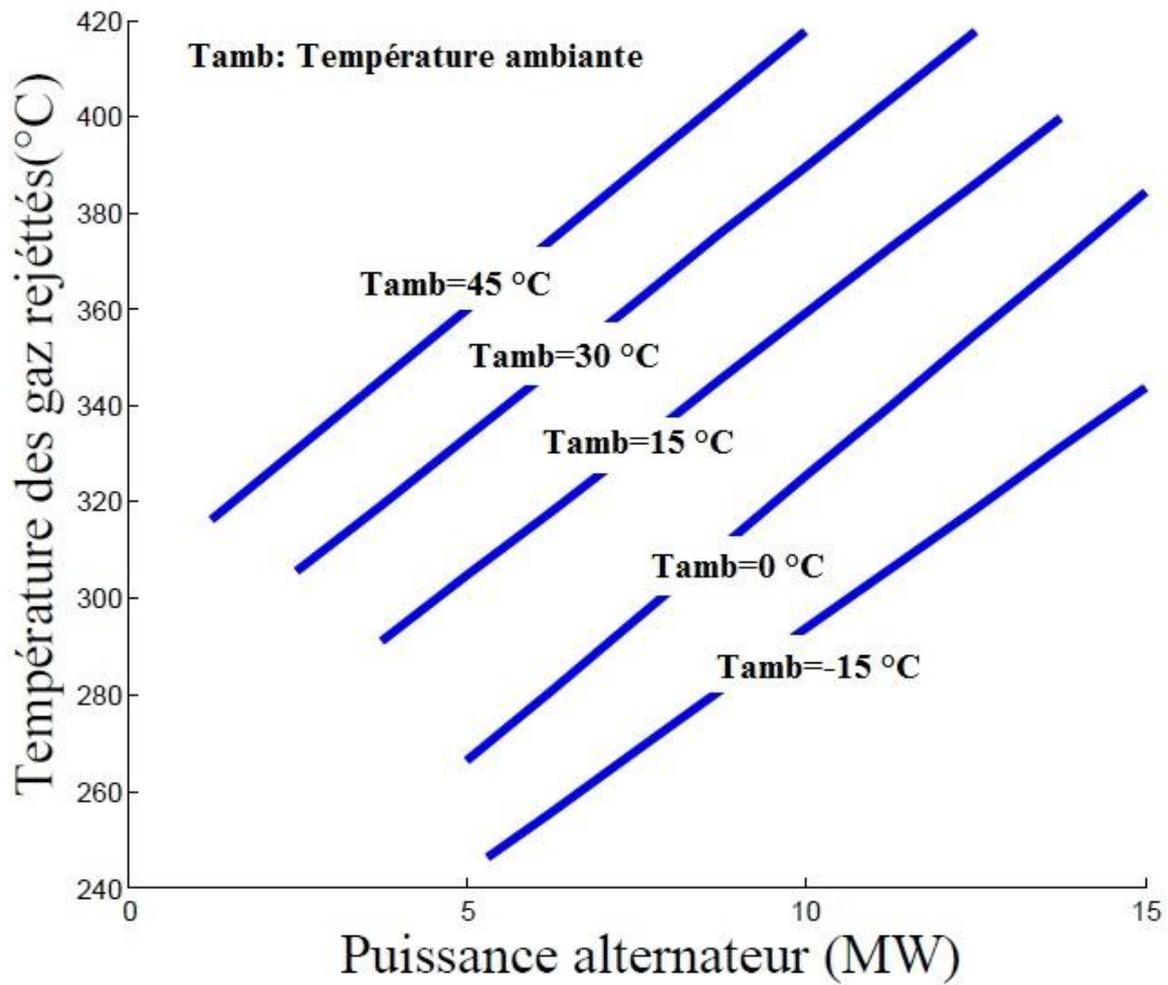
$$\Delta = 1000(-1135,481614639 - 5,71756 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^{-19} + 2689,81 \cdot \theta + 129,889 \cdot \theta^{4,5} - 137,181 \cdot \theta^5 + 0,968875 \cdot \theta^{54,5})$$

$$\gamma = 322 \cdot e \left(-2,02957 \cdot \tau^{\frac{1}{3}} - 2,68781 \cdot \tau^{\frac{2}{3}} - 5,38107 \cdot \tau^{\frac{4}{3}} - 17,3151 \cdot \tau^3 - 44,6384 \cdot \tau^{\frac{37}{6}} - 64,3486 \cdot \tau^{\frac{71}{6}} \right)$$

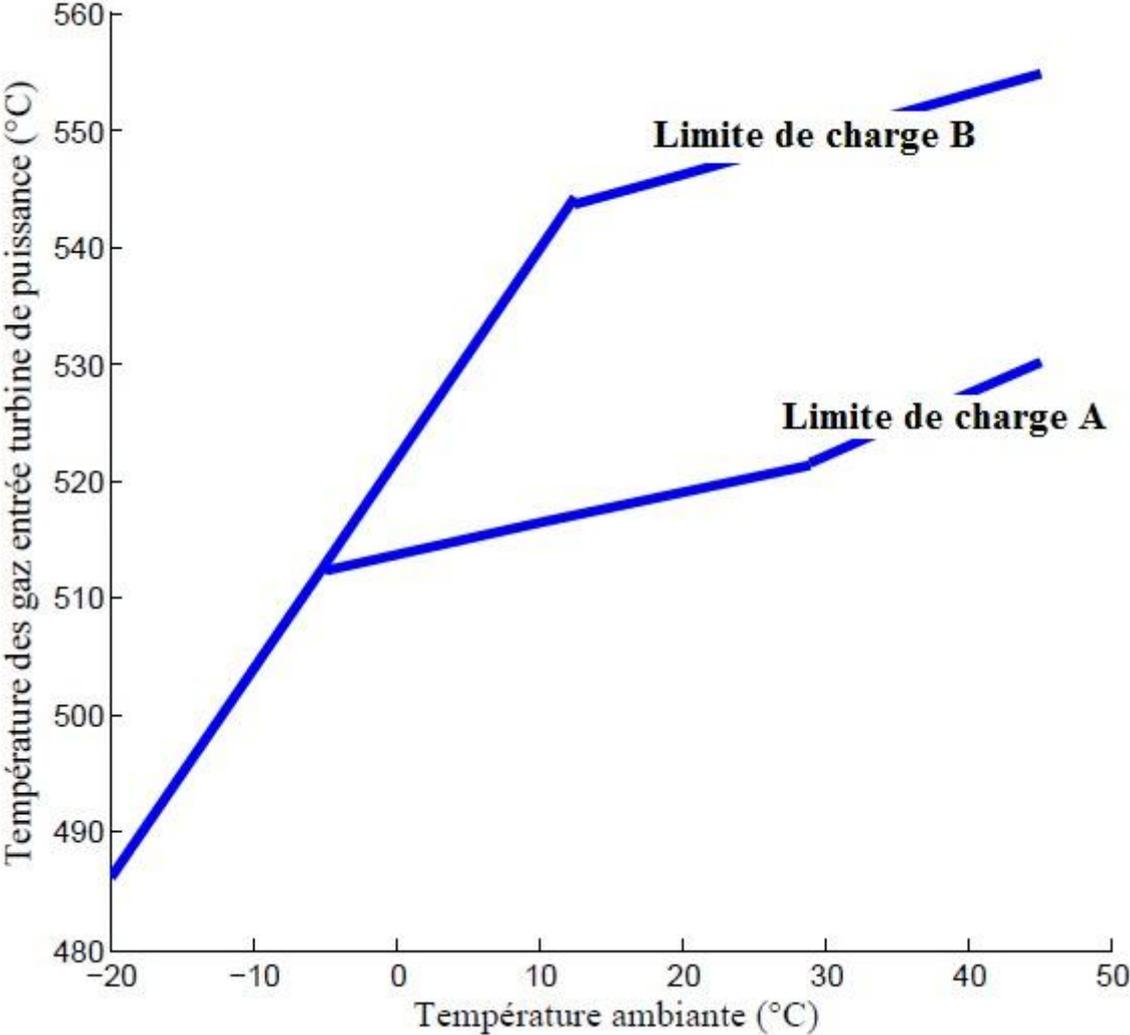
L'enthalpie de l'eau vapeur saturée h_v ($J \cdot kg^{-1}$) en fonction de la température est donnée par formule suivante:

$$h_v = \Delta + \frac{T}{\gamma} \cdot \beta$$

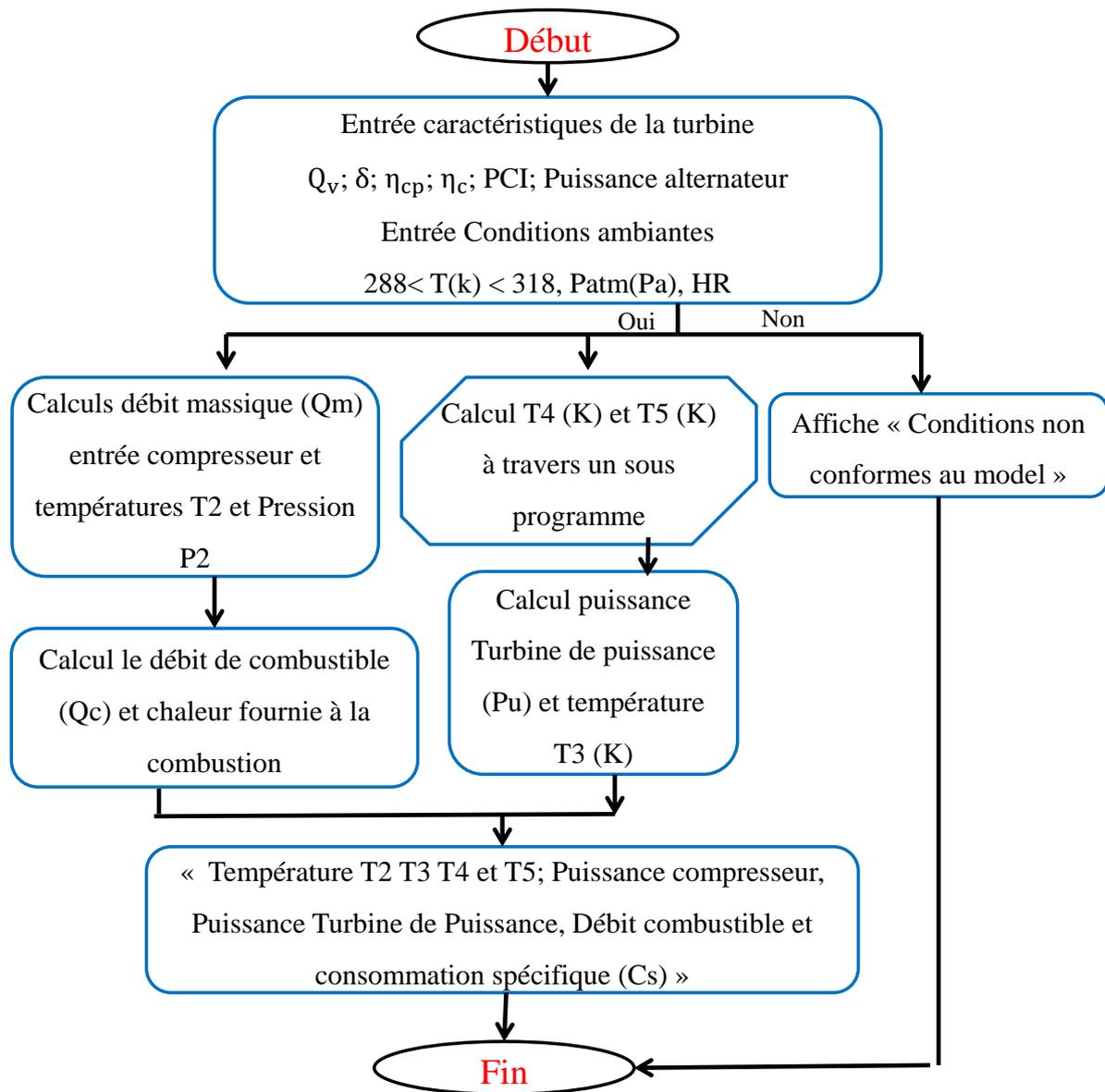
Annexe F. Température des gaz d'échappement turbine de puissance libre en fonction de la puissance de l'alternateur



Annexe G. Température d'entrée turbine de puissance libre en fonction de la température de l'air ambiant



Annexe H. Organigramme du programme Matlab



Annexe I. Résultat global des mesures effectuées

03-nov-15	Température ambiante (°C)	33,4							
	Température gaz d'échappement (°C)	410,2							
	Heure de démarrage	10h35							
	Durée de mise en marche (h)	0,7							
	Consommation spécifique (kg/kWh)	0,41							
08-nov-15	Température ambiante (°C)	30,6	33	33	34				
	Température gaz d'échappement (°C)	424,3	428	427	428				
	Heure de démarrage	10h15	10h45	11h25	12h05				
	Durée de mise en marche (h)	1,88							
	Consommation spécifique (kg/kWh)	0,372							
15-nov-15	Température ambiante (°C)	35	35						
	Température gaz d'échappement (°C)	428	426						
	Heure de démarrage	13h43	14h23						
	Durée de mise en marche (h)	1,31							
	Consommation spécifique (kg/kWh)	0,49							
18-nov-15	Température ambiante (°C)	31	33	34,2	34	35	34,5	34	34
	Température gaz d'échappement (°C)	425	427	427	427,2	427	428	426,8	428
	Heure de démarrage	11h33	12h13	12h53	13h33	14h13	14h53	15h33	16h13
	Durée de mise en marche (h)	4,63							
	Consommation spécifique (kg/kWh)	0,43							
17-déc-15	Température ambiante (°C)	28	30	30					
	Température gaz d'échappement (°C)	425,3	425	424					
	Heure de démarrage	13h18	13h58	14h38					
	Durée de mise en marche (h)	1,85							
	Consommation spécifique (kg/kWh)	0,33							