

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures

Mémoire de Magister

Présenté par

DAOUD Saïd

Filière : Génie Mécanique

Option : Mécanique des Fluides et Transfert de Chaleur

Contribution à l'amélioration des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial

Devant le jury :

KESSAL	Mohand	Prof	UMBB	Président
MAKHLOUF	Saïd	Prof	UMMTO	Examineur
MOHAMMEDI	Kamal	Prof	UMBB	Examineur
AISSANI	Slimane	Prof	UMBB	Rapporteur

Année Universitaire : **2015/2016**

AVANT PROPOS

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de recherche, Génie Physique des Hydrocarbures de la Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie de l'université M' Hamed Bougara – Boumerdès, sous la direction de monsieur le Professeur **AISSANI Slimane**.

Un projet de mémoire de magister est un travail personnel qui reflète l'aptitude du candidat à s'approprier un sujet de recherche et à mettre tous les moyens en œuvre pour le faire aboutir. Néanmoins, il serait illusoire de nier l'importance de l'aide et des conseils qui peuvent lui être prodigués au cours de ce projet.

Les remerciements sont un devoir en fin de mémoire car sans le dévouement, la rigueur, les qualités scientifiques et l'aide morale de plusieurs personnes, je n'aurais pas pu mener à bout mes travaux de recherche. Je tiens donc à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de ce mémoire. Qu'elles trouvent ici toute ma reconnaissance, ma confiance et mon amitié.

Tout d'abord, je remercie le Bon Dieu, le Tout Puissant de m'avoir donné la volonté et le courage pour accomplir ce travail de recherche.

Qu'il me soit permis ici d'exprimer ma gratitude à ceux qui m'ont donné beaucoup de soin à l'élaboration de ce modeste travail et m'ont guidé sur le bon chemin, en espérant que ce mémoire soit le reflet de la bonne formation reçue.

Je tiens à remercier en premier lieu Monsieur **AISSANI Slimane**, professeur à l'Université M'Hamed Bougara Boumerdès et Directeur du laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures, qui a accepté de m'encadrer pendant cette recherche. Il a su être présent et disponible, toujours prêt à m'écouter et à me relancer quand j'en avais besoin. Il m'a témoigné une grande confiance, me laissant la liberté que je souhaitais dans l'orientation de mes recherches. Le sujet qu'il m'a proposé, situé à l'intersection de

plusieurs spécialités, m'a permis d'étendre mes connaissances à des domaines que je ne connaissais pas avant de le rencontrer, sans lui, rien n'aurait été fait. Il est pour moi un exemple de rigueur scientifique et de disponibilité.

Je tiens aussi à remercier pour l'honneur que me font les membres du jury :

Monsieur **KESSAL Mohand** (Président) Professeur à l'Université M'Hamed Bougara Boumerdès, d'avoir accepté de présider le jury, et d'écouter attentivement mon exposé et ainsi critiquer de façon constructive le travail présenté ; enfin, pour les efforts et le temps qu'il a consacré et continue de consacrer aux étudiants en particulier ceux de post graduation.

Mr **MAKHLOUF Saïd** (Examineur) Professeur à l'Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou de s'être déplacé, d'avoir accepté de participer à la révision et la soutenance de ce mémoire et d'employer une partie de son temps à examiner ce travail.

Mr **MOHAMMEDI Kamal** (Examineur) Professeur à l'Université M'Hamed Bougara Boumerdès qui m'a fait l'honneur d'être dans mon jury de soutenance du mémoire de magister, de s'être investi dans les corrections de cette étude, ainsi que pour tous les avis et conseils transmis.

Je ne saurai terminer sans adresser mes vifs remerciements à tous mes collègues qui m'ont aidé, encouragé et contribué à créer une ambiance chaleureuse tout au long de ce travail de recherche.

DÉDICACES

« Louange à Dieu, le seul et unique »

*A mes très chers parents et mes frères et sœurs,
ainsi qu'à ma chère épouse*

A tous mes amis,

*A tous ceux qui ont participé de près ou de loin
à la réalisation de ce travail*

A tous ceux que j'aime

Je dédie ce modeste travail.

RÉSUMÉ

الخلاصة :

شهدت التربينات الغازية في السنوات الأخيرة تطورا سريعا واستعمالا واسعا في الميدان الصناعي الخاص بالمنشآت الطاقوية الكبرى (المحروقات، إنتاج الطاقة الكهربائية، المحركات النفاثة... الخ). هذه الآلات جد حساسة للظروف المناخية، ونقصد بهذا درجة حرارة الهواء والرطوبة، بالإضافة إلى طرق استعمالها ومكان تواجدها. تؤدي ارتفاع درجة الحرارة إلى انخفاض كثافة الهواء، وهذا يقلل من شدة احتراق الوقود، كل هذه العوامل لها تأثير مباشر على المردود.

تعتمد الصناعات الطاقوية في الجزائر بشكل مباشر على التربينات الغازية في المصانع و المنشآت البترولية وفي الجنوب المعروف بالمناخ الصحراوي الجاف، حيث يتميز بوجود اكبر المصانع البترولية والغازية فيه، وبما ان تحسين أداء هذه الآلات أصبح ضرورة حتمية، ارتأينا في دراستنا هذه إلى تبريد الهواء عند مدخل الضاغط المحوري، لكي نزيد من كثافة الهواء عندما تكون درجة حرارة الهواء المحيطة مرتفعة و تتجاوز الظروف المثالية، ولتبريد الهواء استعملنا طريقة التبريد بالتبخير لدورة التريبنة الغازية.

تضم هذه الدراسة من جهة، أداء جهاز التبخير، حيث حاولنا تحديد تأثير درجة حرارة وسرعة الهواء المحيطة على أدائه، فحاولنا في هذا الشأن أن نجعل درجة الهواء الداخلة مستقرة عند درجة الحرارة المثالية، ومن جهة أخرى، درسنا خصائص التريبنة الغازية لدورة عادية ولدورة أخرى باستعمال طريقة التبريد بالتبخير ثم المقارنة بينهما، وكذلك تأثير الظروف البيئية لدرجات الحرارة والرطوبة على المردود، ولحساب النتائج استعملنا برنامج EES و ماتلاب للمحاكاة.

الكلمات المفتاحية : التريبنة الغازية، التبريد بالتبخير، النقل الحراري.

Résumé :

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un rythme de développement accéléré dans l'industrie des hydrocarbures, la production d'énergie électrique, et les turbo-réacteurs...etc. Ces machines sont très sensibles aux conditions climatiques, c'est-à-dire, à la température de l'air ambiant et à l'humidité, en plus des méthodes de leur utilisation et de leur emplacement. Une température élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui réduit l'intensité de la combustion ; tous ces facteurs ont un impact direct sur leur rendement.

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines à gaz dans les stations de pétrole et de gaz qui sont installées au sud du pays, connu pour son climat chaud et sec ; d'où la nécessité d'améliorer les performances de ces machines. Dans ce contexte, nous avons décidé de proposer dans la présente étude, un mécanisme de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, afin d'augmenter la densité de l'air lorsque la température de l'air ambiant est très élevée, dépassant les conditions standard. C'est pourquoi, nous avons utilisé une méthode de refroidissement par évaporation pour refroidir l'air.

L'étude comprend d'une part, un évaporateur particulier, où nous avons essayé de déterminer l'influence de la température ambiante et de la vitesse de l'air sur sa performance, d'autres par, le calcul des caractéristiques d'un cycle simple et d'un cycle avec refroidissement par évaporation d'une turbine à gaz, puis la comparaison entre eux. Il a été aussi question de l'impact des conditions environnementales de la température et de l'humidité sur le rendement des Tag, nous avons également essayé, à cet égard, de rendre la température de l'air dans un état stable ou bien à l'état ISO, et pour calculer les résultats, nous avons employé un programme de simulation EES et MATLAB.

Mots clés : *Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, transfert de chaleur.*

Abstract:

Gas turbines have experienced in recent years an accelerated pace of development in the hydrocarbon industry, production of electrical energy and jet engines... etc. These machines are very sensitive to climatic conditions, that is to say, the temperature of the ambient air and moisture, in addition to methods of their use and their location. A high temperature leads to a decrease in air density, which reduces the combustion intensity; all these factors have a direct impact on their performance.

The energy industry in Algeria is based on gas turbines at the oil and gas stations which are installed in the south of the country, known for its hot and dry climate; hence the need to improve the performance of these machines. In this context, we decided to propose to this study, an air cooling mechanism at the entrance of the axial compressor, in order to increase the density of the air when the temperature of the ambient air is very high, exceeding the standard conditions. Therefore, we used a method of cooling by evaporation to cool the air.

The study comprises firstly, a particular evaporator, we tried to determine the influence of the ambient temperature and air velocity on its performance, others, the computation of the characteristics of a simple cycle and a cycle with evaporative cooling of a gas turbine, then the comparison between them. It was also about the impact of environmental conditions of temperature and humidity on the performance of Tag, we also tried, in this regard, making the air temperature in stable condition or to ISO status, and to calculate results, we used a simulation program EES and MATLAB.

Keywords : *Gas turbine, Evaporative cooling, Heat Transfer.*

SOMMAIRE

AVANT PROPOS	I
RESUME.....	III
SOMMAIRE	V
LISTE DES FIGURES	VIII
NOMENCLATURE	XI
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CONTEXTE DE RECHERCHE	1
PROBLÉMATIQUE.....	1
OBJECTIF	2
ORGANISATION DU DOCUMENT	3
1. CHAPITRE I : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE (ETAT DE L'ART)	5
1. 1. INTRODUCTION :	5
1. 2. HISTORIQUE DE CRÉATION ET DE DÉVELOPPEMENT DE LA TÀG :	5
1.2.1. Les cinquante premières années du 20 ^{ème} siècle :	6
1.2.2. La seconde moitié du 20 ^{ème} siècle :	7
1. 3. PRINCIPALES UTILISATIONS DE LA TÀG :	8
1.3.1. Production d'électricité :	9
1.3.2. Production combinée chaleur-force :	9
1.3.3. Pompage et compression :	9
1. 4. CLASSEMENT DES TÀG :	9
1.4.1. Turbines industrielles :	9
1.4.2. Turbines de type " Aviation " (Aéro-dérivée) :	11
1. 5. POLLUTION	11
1.5.1. Pollution physique	11
1.5.2. Pollution chimique	12
1. 6. ÉTAT DE L'ART DU DÉVELOPPEMENT ET D'AMÉLIORATION DE LA TÀG :	12
1. 7. CONCLUSION :	17
2. CHAPITRE 2 : DESCRIPTION ET MODELISATION DES SYSTEMES D'AMELIORATION.....	18
2. 1. INTRODUCTION :	18
2. 2. ANALYSE THÉORIQUE DES CYCLES DE FONCTIONNEMENT :	18
2.2.1. Le cycle de Brayton :	19
2.2.2. Le cycle réel	22
2. 3. L'AUGMENTATION DU RENDEMENT DE LA TÀG :	23
2.3.1. Refroidissement intermédiaire et effet de réchauffage :	24

2.3.2. Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire :	26
2. 4. CYCLE DE BRAYTON AVEC RÉGÉNÉRATEUR :	27
2. 5. CYCLE DE BRAYTON AVEC RÉCHAUFFAGE :	29
2. 6. CYCLE AVEC REFRIGÉRISEUR INTERMÉDIAIRE, RÉCHAUFFAGE ET RÉGÉNÉRATION :	30
2. 7. LE CYCLE À INJECTION DE VAPEUR D'EAU :	30
2. 8. CYCLE D'ÉVAPORATION ET DE RÉGÉNÉRATION :	31
2. 9. LE CYCLE COMBINÉ (Joule-RANKINE) :	33
2. 10. AUGMENTATION DE LA PUISSANCE :	33
2.10.1. Refroidissement à l'entrée :	34
2.10.2. Injection d'air comprimé, de vapeur ou d'eau :	35
2. 11. CONCLUSION	39
3. CHAPITRE 3 : LES METHODES DE REFRROIDISSEMENT	40
3. 1. INTRODUCTION :	40
3. 2. LES MÉTHODES ACTUELLEMENT PRÉFÉRÉES PAR L'INDUSTRIE :	40
3.2.1. Système de réfrigération mécanique indirect :	40
3.2.2. Système de réfrigération mécanique direct :	41
3.2.3. Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée	42
3.2.4. Système de refroidissement d'air par absorption :	43
3.2.5. Système à brouillard haute pression:	44
3.2.6. Système à refroidisseur par évaporation :	44
3. 3. DESCRIPTION DU SYSTÈME À REFRROIDISSEMENT PAR ÉVAPORATION :	47
3.3.1. Les types de tours de refroidissement :	48
3.3.2. Tour de refroidissement ouverte :	48
3.3.3. Tour de refroidissement fermée avec condenseur à évaporation :	49
3.3.4. Tour de refroidissement hybride :	49
3. 4. LE SYSTÈME PROPOSÉ (CYCLE DE FONCTIONNEMENT) :	50
3.4.1. Description de l'installation :	51
3.4.2. Turbine à gaz (Tàg) :	52
3.4.3. Principe de fonctionnement	52
3.4.4. Système d'échappement :	55
3. 5. CONCLUSION	55
4. CHAPITRE 4 : ÉTUDE DÉTAILLÉE D'UN CYCLE REEL SIMPLE	56
4. 1. INTRODUCTION :	56
4. 2. CALCUL THERMODYNAMIQUE :	57
4. 3. CALCUL THERMODYNAMIQUE À PARTIR DES DONNÉES DE CONSTRUCTEUR :	57
4.3.1. Les calculs	58
4.3.2. Calcul du débit	64
4.3.3. Calcul du rendement global	65
4.3.4. L'organigramme de calcul cycle simple réel	66
4.3.5. Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur	67

4. 4. CALCUL THERMODYNAMIQUE À PARTIR DES DONNÉES RÉELLES.....	67
4. 5. CONCLUSION	68
5. CHAPITRE 5 : ÉTUDE DETAILLÉE DU CYCLE PROPOSÉ.....	69
5. 1. INTRODUCTION :	69
5. 2. DESCRIPTION DU SYSTÈME PROPOSÉ.....	69
5. 3. EFFET DE LA GÉOMÉTRIE D'ÉVAPORATEUR SUR LE RENDEMENT.....	71
5. 4. DESCRIPTION MATHÉMATIQUE.....	72
5.4.1. Analyse du panneau d'évaporation	72
5.4.2. Analyse du cycle d'évaporation global.....	75
5.4.3. Étude des performances de cycle d'évaporation	77
5.4.4. Processus direct d'évaporation de l'eau par pulvérisation :	80
5. 5. TAG COUPLÉE À UN REFROIDISSEUR PAR ÉVAPORATION	81
5. 6. CONCLUSION	84
6. CHAPITRE 6 : RESULTATS & INTERPRÉTATIONS	85
6. 1. INTRODUCTION :	85
6. 2. L'ORGANIGRAMME PRINCIPAL DE CALCUL DU CYCLE PROPOSÉ	86
6. 3. ÉTAT DE CYCLE SIMPLE.....	87
6.3.1. Influence des conditions ambiantes sur le fonctionnement de la Tag	87
6.3.2. Influence de la température ambiante sur le rendement	91
6. 4. ÉTAT DU CYCLE AVEC REFROIDISSEMENT ÉVAPORATEUR.....	91
6.4.1. Influence de la température ambiante sur l'évaporateur	91
6.4.2. Effets du refroidissement par évaporation sur les performances de la Tag.....	93
6.4.3. Influence de la température ambiante sur le RGP	95
6.4.4. Influence de la température ambiante sur le CET	96
6.4.5. Influence de la température ambiante sur le ξ_i	97
6.4.6. Validation des résultats	98
6. 5. CONCLUSION :	100
CONCLUSION GÉNÉRALE	101
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	104
ANNEXE	110
1. LES CARACTÉRISTIQUES DU FONCTIONNEMENT DE GÉNÉRATEUR DE GAZ.....	110
2. L'ÉVAPORATION.....	110
3. TEMPÉRATURE HUMIDE	111
4. OBTENTION PAR CALCUL.....	111
5. HUMIDITÉ RELATIVE	112
6. HUMIDITÉ ABSOLUE	112
7. ENTHALPIE SPÉCIFIQUE.....	112

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1-1 : SCHEMA D'UNE TAG A UN SEUL ARBRE.....	10
FIGURE 1-2 : SCHEMA D'UNE TAG A DEUX ARBRES	10
FIGURE 1-3 : CYCLE OUVERT DE LA TAG DOTE D'UN REFROIDISSEUR PAR EVAPORATION DIRECTE.....	13
FIGURE 1-4 : SCHEMA D'UN CIRCUIT D'INJECTION DE VAPEUR D'EAU.....	15
FIGURE 2-1 : SCHEMA DE PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TAG	19
FIGURE 2-2 : CYCLE DE BRAYTON	19
FIGURE 2-3 : DIAGRAMME DE CYCLE THEORIQUE DE TAG A COMBUSTION ISOBARE EN (P, V) ET (T, S).....	19
FIGURE 2-4 : DIAGRAMME (T, S) DU CYCLE SIMPLE OUVERT REEL	22
FIGURE 2-5 : CYCLE SIMPLE A DEUX ARBRES.....	23
FIGURE 2-6 : DIAGRAMME DE COMPRESSION MULTI ETAPES AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE.....	24
FIGURE 2-7 : DIAGRAMME DU CYCLE DE REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE D'UNE TAG.....	25
FIGURE 2-8 : LE CYCLE DE RECHAUFFAGE ET LE DIAGRAMME DE (T, S)	26
FIGURE 2-9 : SCHEMA DE LA TAG AVEC REFROIDISSEUR INTERMEDIAIRE.....	26
FIGURE 2-10 : SCHEMA ET DIAGRAMME (T, S) DU CYCLE REGENERATEUR DE LA TAG	27
FIGURE 2-11 : L'EFFETS DU TAUX DE COMPRESSION ET DU RAPPORT DE TEMPERATURE SUR H_{Th}	28
FIGURE 2-12 : SCHEMA ET DIAGRAMME (T, S) DU CYCLE BRAYTON AVEC RECHAUFFAGE	29
FIGURE 2-13 : CYCLE SIMPLE AVEC REFROIDISSEUR INTERMEDIAIRE, RECHAUFFAGE ET REGENERATION.	30
FIGURE 2-14 : SCHEMA DU CYCLE D'INJECTION DE VAPEUR D'EAU.	31
FIGURE 2-15 : SCHEMA DU CYCLE REGENERATEUR EVAPORATIF.	32
FIGURE 2-16 : CYCLE COMBINE (Joule-RANKINE).	33
FIGURE 2-17 : SYSTEME DE STOCKAGE THERMIQUE D'ENTREE.....	35
FIGURE 2-18: REFROIDISSEMENT AU MILIEU DU COMPRESSEUR (INJECTION D'EAU).....	36
FIGURE 2-19 : SYSTEME D'INJECTION D'AIR COMPRISE CHAUFFE ET HUMIDIFIE.	37
FIGURE 2-20 : L'INJECTION DE VAPEUR A LA SORTIE DU COMPRESSEUR DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION.	37
FIGURE 2-21 : L'INJECTION DE VAPEUR DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION.	38
FIGURE 2-22 : REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION ET PAR INJECTION DE VAPEUR DANS UNE TAG.	39
FIGURE 3-1 : TURBINE A GAZ AVEC REFROIDISSEUR MECANIQUE.	41
FIGURE 3-2 : SCHEMA D'UNE TAG AVEC L'AIR REFRIGERE A L'ENTREE DU COMPRESSEUR.....	42
FIGURE 3-3 : REFROIDISSEUR MECANIQUE AVEC UN SYSTEME DE STOCKAGE D'EAU.	42
FIGURE 3-4 : SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DE L'AIR A L'ENTREE PAR ABSORPTION	43
FIGURE 3-5 : SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DE L' AIR PAR ABSORPTION.....	44
FIGURE 3-6 : REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION.....	45
FIGURE 3-7 : LE SUPPORT RIGIDE REFROIDISSEUR PAR EVAPORATION	46
FIGURE 3-8 : PANNEAU EVAPORATION DIRECTE	46
FIGURE 3-9 : REFROIDISSEMENT D'AIR PAR EVAPORATION AVEC D'OPTION DU TRAITEMENT DE L'EAU.....	47
FIGURE 3-10 : SCHEMA DE FONCTIONNEMENT DU REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION	47
FIGURE 3-11 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT OUVERTE	48
FIGURE 3-12 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN CONDENSEUR A EVAPORATION	49
FIGURE 3-13 : SCHEMA DU SYSTEME PROPOSE (CYCLE AVEC REFROIDISSEMENT PAR EVAPORATION).	50
FIGURE 3-14 : SCHEMA D'APROCHE REEL DU SYSTEME PROPOSE.....	51
FIGURE 3-15 : SYSTEME TYPIQUE D'ADMISSION	51
FIGURE 3-16 : SCHEMA SIMPLIFIE DES ELEMENTS PRINCIPAUX DE LA TAG.	53

FIGURE 3-17 : PRINCIPAUX ELEMENTS DU SYSTEME D'ÉCHAPPEMENT	55
FIGURE 4-1 : SCHEMA THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE TAG A DEUX ARBRES	56
FIGURE 4-2 : DIAGRAMME T.S.....	57
FIGURE 4-3 : BLOC DE FILTRATION	59
FIGURE 5-1 : CYCLE DE BRAYTON AVEC REFROIDISSEMENT DIRECT PAR EVAPORATION DE L'EAU	70
FIGURE 5-2 : SCHEMA D'UN REFROIDISSEUR EVAPORATIF (MEDIA HUMIDE).....	70
FIGURE 5-3 : GRAPHIQUES POUR CALCULER LE DEBIT DE PURGE DE REFROIDISSEUR.....	71
FIGURE 5-4 : VARIATION DU RENDEMENT DU REFROIDISSEUR $\eta_{ev}(\varepsilon, V)$	72
FIGURE 5-5 : REPRESENTATION DE L'HUMIDIFICATION DANS LE DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE.....	75
FIGURE 5-6 : DIAGRAMME T-S D'UN CYCLE DE TAG SIMPLE	77
FIGURE 5-7 : PROCESSUS ADIABATIQUE DE SATURATION SUR LE DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE.....	81
FIGURE 6-1 : TRAVAIL SPECIFIQUE DU COMPRESSEUR.	87
FIGURE 6-2 : TEMPERATURES A LA SORTIE DU COMPRESSEUR ET A LA SORTIE DE LA TURBINE	88
FIGURE 6-3 : TEMPERATURE DE L'AIR A LA SORTIE DU COMPRESSEUR.....	88
FIGURE 6-4 : TRAVAIL SPECIFIQUE DE DETENTE.	89
FIGURE 6-5 : PUISSANCE UTILE DE CYCLE DE LA TAG MS5002.....	90
FIGURE 6-6 : RENDEMENT THERMIQUE GLOBAL	90
FIGURE 6-7 : RENDEMENT THERMIQUE.	91
FIGURE 6-8 : LE DEBIT D'EAU EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE.	92
FIGURE 6-9 : RENDEMENT THERMIQUE GLOBAL DE LA TAG.....	92
FIGURE 6-10 : TRAVAIL SPECIFIQUE POUR DIFFERENTES EFFICACITES D'EVAPORATEUR 40%, 60%, 80% ET 100%....	93
FIGURE 6-11 : VARIATION DU RENDEMENT POUR DIFFERENTES EFFICACITES DU REFROIDISSEUR, 40%, 60%, 80% ET 100%.....	94
FIGURE 6-12 : VARIATION DU TRAVAIL SPECIFIQUE UTILE ET DU RENDEMENT THERMIQUE GLOBAL	95
FIGURE 6-13 : VARIATION DU RGP POUR DIFFERENTES EFFICACITES D'EVAPORATEUR 40%, 60%, 80% ET 100%	96
FIGURE 6-14 : VARIATION DU CET POUR DIFFERENTES EFFICACITES D'EVAPORATEUR 40%, 60%, 80% ET 100%	97
FIGURE 6-15 : RAPPORT DES TEMPERATURES DE SORTIE ET D'ENTREE DE L'EVAPORATEUR 40%, 60%, 80% ET 100%.....	98
FIGURE 6-16 : VARIATION DES FACTEURS D'EXPLOITATION LORS DU REFROIDISSEMENT DE L'AIR (RGP, CET ET Ξ_T)	98
FIGURE 6-17 : VARIATION DU RGP EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE POUR L'HUMIDITE MINIMALE ET MAXIMALE	99
FIGURE 6-18 : VARIATION DU CET EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE POUR L'HUMIDITE MINIMALE ET MAXIMALE	99
FIGURE 6-19 : VARIATION DU Ξ_T EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE POUR L'HUMIDITE MINIMALE ET MAXIMALE	100

NOMENCLATURE

Variable	Désignation	Unité
C_{fg}	Chaleur de vaporisation de l'eau	[J/kg]
C_p	Chaleurs spécifiques à pression constante	[J/(kg.°C)]
C_v	Chaleurs spécifiques à volume constant.	[J/(kg.°C)]
C_{pa}	Chaleur massique de l'air sec	[J/(kg.°C)]
C_{pe}	Chaleur massique d'eau	[J/(kg.°C)]
C_{pv}	Chaleur massique de la vapeur d'eau	[J/(kg.°C)]
h_H	Coefficient de transfert thermique	[-]
h_M	Coefficient de transfert de masse	[-]
α	Coefficient d'excès d'air	[-]
R_v	Constante des gaz parfaits de la vapeur d'eau	[J/kg.K]
\dot{m}_{e_vid}	Consommation totale d'eau due à la vidange	[kg]
Q_I	Chaleur de générateur de vapeur	[J/(kg.K)]
Q_H	Chaleur nécessaire fournir du carburant	[J/(kg.K)]
r	Constante spécifique de gaz parfait	[J/(kg.K)]
ζ	Coefficient de perte de charge locale	[-]
D_{ec}	Débit d'eau consommée	[m ³ /s]
$E_{eé}$	Débit d'eau évaporée	[m ³ /s]
P_{ep}	Débit d'eau de purge	[m ³ /s]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
\dot{V}	Débit d'air volumique	[m ³ /s]
B	Débit spécifique de la combustion.	[m ³ /s]
d	Diamètre du conduit.	[m]
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne	[°C]
$\Delta \rho_{LM}$	Différence de densité logarithmique moyenne	[°C]
h_{ae}	Enthalpie de l'eau à l'entrée d'humidificateur	[kJ/kg]
h_{as}	Enthalpie de l'eau à la sortie d'humidificateur	[kJ/kg]
h_{sat}	Enthalpie de l'air à saturation	[kJ/kg]
h_{g1}	Enthalpie de la vapeur d'eau saturée à l'entrée du C	[kJ/kg]
h_{g2}	Enthalpie de la vapeur d'eau saturée à la sortie du C	[kJ/kg]
h_{v2}	Enthalpie de la vapeur d'eau à l'entrée de CC	[kJ/kg]
h_{v3}	Enthalpie de la vapeur d'eau à la sortie de la CC	[kJ/kg]
h_{sv}	Enthalpie de saturés de vapeur d'eau à T ₀	[kJ/kg]
h_{sl}	Enthalpie de saturés de liquide d'eau à T ₁	[kJ/kg]
ε	Épaisseur de refroidisseur (panneau)	[m]
ε_e	Facteur de l'épaisseur de refroidisseur (panneau)	[-]
HR_{ae}	Humidité relative	[-]
Θ	Humidités spécifiques	[kg/kg]
Θ_{acmax}	Humidités spécifiques de consigne	[kg/kg]
L	Longueur du conduit.	[m]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]

Re	Nombre de Reynolds	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Sh	Nombre de Sherwood	[-]
Sc	Nombre de Schimdt	[-]
ΔP	Perte de la pression	[bar]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du combustible (carburant).	[kJ/kg]
$Pr_{e,adm}$	Pression non-dimensionnelle	[Pa]
\dot{W}	Puissance de compression	[W]
ξ_t	Rapport de la température entre l'entrée et la sortie de refroidisseur	[-]
σ	Rapport des constantes des gaz parfaits de l'air et de l'eau	[-]
γ	Rapport de chaleurs spécifiques	[-]
η	Rendement	[%]
A	Surface mouillée du panneau (Section)	[m ²]
τ	Taux de pression	[-]
ω_1	Taux d'humidité	[-]
$Pr_{c,adm}$	Taux de compression non-dimensionnelle	[-]
T	Température	[°C]
T'_4	Température théorique de sortie de la THP	[°C]
T'_{ae}	Température humide de l'air.	[°C]
W	Travail	[J]
V	Vitesse de l'air	[m/s]
C_{edHP}	Vitesse entré de diffuseur de sortie de THP.	[m/s]
C_{sdHP}	Vitesse sortie de diffuseur de sortie de THP.	[m/s]
C_{SHP}	Vitesse à la sortie du dernier étage de la THP.	[m/s]

Indices et Exposants

a	Air
ae	Air à l'entrée
as	Air à la sortie
atm	Atmosphérique
bac	Bac
f	Combustible
c	Compresseur
cc	Chambre de combustion
cy	Cycle global
dHP	Diffuseur à la sortie du compresseur
dec	Diffuseur d'entrée du compresseur
dsc	Diffuseur à la sortie du compresseur
e	Eau
é	Electrique consommée
edHP	Entré de diffuseur d'entrée de THP
ed	Entrée du diffuseur de sortie
ee	Eau à l'entrée
es	Eau à la sortie
év	Evaporateur
g	Gaz
méc	Mécanique du compresseur

rat	Point nominal de fonctionnement
érat	Puissance électrique consommée des auxiliaires (Pompe)
sat	Saturation
sd	Sortie du diffuseur
Ss	Sortie du silencieux T_{BP}
sou	Soutirage d'eau pour la déconcentration de l'eau
acmin	Soufflage minimale
t	Turbine
THP	Turbine haute pression
vee	Vapeur d'eau à l'entrée du panneau
ves	Vapeur d'eau à la sortie du panneau
vid	Vidanges

Abréviations

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BBC	Brown Boveri & Cie's
LiBr	Bromure de lithium
CC	Chambre de combustion
CET	Changement de l'efficacité thermique
SO ₂	Dioxyde de soufre
GE	Général Electric
GG	Générateur de gaz
HRSG	Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur (heat recovery steam generator)
CO	Monoxyde de carbone
RGP	Rapport de gain de puissance
SAT	Systèmes Anticipés de Turbine
TET	Température d'entrée à la turbine
Tàg	Turbine à gaz
Tàv	Turbine à vapeur

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Contexte de recherche

Dans les pays sahariens où la température est très élevée, l'industrie énergétique, en particulier, celle qui repose sur les turbines à gaz (Tàg), il y a un besoin de développement des méthodes permettant d'économiser la consommation de carburant et de diminuer les émissions polluantes. Ces méthodes s'appuient, généralement, sur l'amélioration du premier cycle (cycle de Brayton) qu'on étend à un cycle de fonctionnement complexe, en combinant plusieurs organes de cogénération de cycle avec de multiples machines d'interactions (exemple : Échangeur thermique, refroidisseur par évaporation, etc.).

Problématique

L'augmentation de la température de l'air ambiant durant l'été, dans le sud Algérien, où se trouvent de grandes installations de production de pétrole et de gaz (compression et pompage), affaiblit directement l'efficacité de la Tàg. L'application des nouveaux cycles de fonctionnement tend à se populariser et à se développer sur des éléments auxiliaires. Cela a malheureusement eu comme inconvénient, une plus grande consommation d'énergie (carburant) ; en effet, afin de supporter l'exécution de ces applications, plusieurs modifications ont dû être apportées à ces systèmes. Ceux-ci ont ainsi vu leurs conditions d'environnement (température et humidité) et leur rendement, changer de manière significative. Or, ces deux éléments peuvent être à l'origine d'une consommation énergétique supplémentaire plus importante.

Le facteur de la température ambiante, bien qu'il soit important pour le bon fonctionnement de ce type de machine, n'est pas pris en considération lors du processus de développement de leurs caractéristiques, et ce, malgré les progrès technologiques réalisés dans ces types d'utilisation, le rendement de la Tàg reste toujours relativement limité.

Les travaux existants ont proposé de traiter de manière partielle et spécifique, l'économie d'énergie dans les applications des cycles de fonctionnement, et de manière précise, l'énergie du gaz d'échappement et la consommation du carburant. Une optimisation de l'énergie par l'adaptation du contenu des auxiliaires ajoutés à la Tàg, a pour objet, d'aider cette dernière à améliorer son rendement ; des travaux ont été proposés dont quelques uns, se sont concrétisés

par des résultats bien efficaces , comme Alhazmy et col [5] pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur, ou Thamir et col [72] qui ont mis en place des mises à jour techniques développés pour refroidir l'air d'admission à la Tàg, et Kamal et col [40] pour les cinq méthodes de refroidissement.

Dans d'autres travaux, on a proposé des techniques de refroidissement mécaniques avec un système de stockage thermique [9, 61]. Le refroidissement par évaporation a été largement étudié et appliqué avec succès pour la prise d'air de refroidissement dans les centrales de Tàg dans les régions sèches et chaudes [5, 6, 7, 11, 38], c'est pour cela que cette méthode nous a encouragé à entreprendre une étude d'application dans le sud algérien.

Objectif

Pour ce mémoire de Magister, nous nous sommes fixés les objectifs suivants :

Faire un état de l'art exhaustif sur les méthodes et les techniques proposées dans la littérature traitant l'optimisation de l'exploitation des Tag par le recyclage de l'énergie perdue dans l'environnement. Un intérêt particulier est porté aux méthodes dédiées aux applications des cycles d'amélioration de l'efficacité de la turbine.

Discuter une architecture générale des systèmes d'adaptation existant dans le monde industriel, dans laquelle les méthodes de récupération d'énergie suscitées peuvent être intégrées. Cette architecture devra permettre de définir et de déployer les différents cycles d'amélioration et même, d'aider les utilisateurs à prendre le meilleur cycle de rendement. La délivrance de telles présentations devra assurer d'une part, une garantie de gain d'énergie, une puissance plus élevée (augmentation de rendement), d'autre part, la diminution de la consommation du carburant. Pour ce faire, nous sommes amenés à répondre aux questions suivantes :

Quelles sont les techniques et les méthodes existantes qui permettent l'optimisation de l'énergie perdue dans l'atmosphère ?

Comment optimiser l'augmentation de la température d'admission aux heures de pointe (maximales pendant l'été)?

Quelles sont les méthodes de refroidissements industrielles disponibles ?

Comment optimiser la consommation du carburant (gaz) dans la chambre de combustion, tout en préservant un bon rendement avec présence de la température ambiante élevée ?

Notre méthode appliquée est-elle efficace pour réduire la consommation du gaz et améliorer le rendement global ?

Organisation du document

Ce mémoire contient deux parties, chacune est composée de trois chapitres. La première partie présente le contexte et l'état de l'art, les cycles d'amélioration existants, la problématique et le cycle proposé. Dans la seconde partie, chaque chapitre se concentre sur l'étude détaillée d'un cas d'application, étude de deux états de cycle, cycle simple réel et l'autre avec refroidissement par évaporation (cycle proposé), et à la fin, nous présentons les résultats ainsi que les interprétations.

Partie 1 : Turbine à gaz : Modélisation, Type de fonctionnement et Problématiques.

Chapitre 1 : Étude bibliographique (état de l'art).

Ce chapitre décrit brièvement la création de la Tàg et les étapes de son développement. Nous nous attachons en particulier à présenter l'état de l'art et les domaines d'utilisation. Cette analyse aboutit à exposer des travaux réalisés.

Chapitre 2 : Description et Modélisation des Systèmes d'amélioration.

Ce chapitre est consacré à la présentation des différents cycles de fonctionnement de la Tàg. Nous donnons presque toutes les possibilités disponibles dans l'étude théorique et même dans l'application industrielle.

Chapitre 3 : Les méthodes de refroidissement.

En se basant sur les deux premiers chapitres, nous construisons les problématiques du refroidissement de l'air d'admission, en général, et le refroidissement par évaporation en particulier. Dans ce chapitre ces problématiques sont étudiées, en particulier le dernier, auquel nous avons proposé une étude détaillée.

Partie 2 : Études de Cas.

Chapitre 4 : Étude détaillée d'un cycle simple.

Ce chapitre se concentre sur une application simple. Le système considéré est un cycle de Brayton réel d'une Tàg model MS 5002. Ce chapitre donnera l'état habituel d'une installation de Tàg, ainsi, que les étapes pour calculer les différents points du cycle de fonctionnement.

Chapitre 5 : Étude détaillée du cycle proposé.

Le système proposé pour refroidir l'air d'admission, est un cycle simple avec refroidissement par évaporation ; dans ce chapitre, nous consacrons nos études sur la convergence de la température d'entrée dans le compresseur axial pour les jours normaux ainsi que pour les jours où la température est très élevée, ici, nous essayons d'utiliser une stratégie de stabilité.

Chapitre 6 : Résultats et Interprétations.

Ce chapitre est consacré à la présentation des différents résultats d'application de calcul obtenus dans les deux derniers chapitres pour valider notre étude, nous utilisons les logiciels de simulation [EES (**Engineering Equation Solver**) et **MATLAB**]. L'étude que nous présentons et discutons est suivie par une proposition d'une plateforme de tests nécessaires pour sa validation.

Conclusion générale

Enfin, nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus avec les interprétations.

CHAPITRE 1 :

Étude bibliographique

1. 1. Introduction :

Il est bien connu que les turbines à gaz (Tàg) produisent moins d'énergie lorsque la température ambiante est plus élevée. Ceci est principalement dû au fait que la température de l'air d'admission influe sur la masse volumique du fluide moteur, ce qui réduit le débit massique en circulation dans l'installation. Le refroidissement d'admission de turbine est défini comme le refroidissement de l'air avant qu'il n'entre dans le compresseur d'alimentation de la turbine à gaz, ce qui a pour objectif, d'augmenter le rendement et la puissance de l'installation quand la température ambiante est plus haute que les conditions standards.

Les gaz d'échappement de la Tàg transportent une quantité importante d'énergie thermique qui est généralement expulsée dans l'atmosphère, ce qui entraîne une réduction de travail en réseau. Les deux phénomènes sont évoqués et peuvent être résolus par l'installation d'un cycle de refroidissement à l'entrée du compresseur axial.

Dans cette étude, nous cherchons une méthode d'amélioration des performances de la Tàg, en proposant un cycle de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, utilisant l'énergie gratuite des gaz d'échappement.

1. 2. Historique de création et de développement de la Tàg :

En Angleterre en **1791**, **John Barber** a inventé la première véritable Tàg au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une Tàg moderne, qui utilise le cycle thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une Tàg de détente [70].

En **1861**, **MENNONS** a écrit un brevet d'une Tàg dont la conception se rapproche des Tàg modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En 1884, **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

1.2.1. Les cinquante premières années du 20^{ème} siècle :

En 1903, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique pour construire la première Tàg à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400 °C [13, 49]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la Tàg a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée d'un étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux. Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la Tàg, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En 1905 à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'Elling. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa Tag construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [35].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et **Rene Armengaud**, cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Rateau** durant les années 1905-1906. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [70].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la Tàg, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine.

Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [27].

La première Tàg mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [73]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette Tàg possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau = 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [27, 73]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la Tàg de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [73].

1.2.2. La seconde moitié du 20ème siècle :

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [70]. Il y avait aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de Tàg. **Westinghouse** a mis en exploitation sa Tàg **Power Station W301**, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [70]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés dans la littérature [14, 18, 70, 74]. Cette approche est destinée à optimiser les Tàg pour un travail spécifique maximal.

Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de Tàg ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7 en 1990 et avait un rendement de 45,2 % pour une TET de 1260°C, avec une puissance totale de 214 MW en cycle combiné, et de 150 MW à 34,5% en cycle simple [19]. Une autre machine, de modèle 501F, élaborée conjointement par Westinghouse, Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio, qui est devenue opérationnelle en 1993, avec une même TET 1260 °C et une puissance de 160 MW, une efficacité du cycle de 35,6% et 51,7%, dans des applications à cycle simple et combiné, respectivement [70].

Au début des années **90**, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec les principaux fabricants de Tàg, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme visant à développer les **SAT**. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [4, 13, 20, 23, 45].

En **1999-2000**, Vision-21 programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants:

- Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60%;
- Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75% ;

Près de zéro les émissions de soufre, de NO_x, de particules, et la réduction de 100% de CO₂ à la sortie [24]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des Tàg, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

1. 3. Principales utilisations de la Tàg :

La Tàg est une machine motrice permettant d'entraîner des alternateurs pour la génération d'électricité, ou des pompes et compresseurs, en général de forte puissance, de façon libre et continue. Chaque cas d'installation de Tàg doit être personnalisé avec des paramètres spécifiques définis tels que :

1. Type de combustible.
2. Durée de fonctionnement par an.

3. Températures extérieures extrêmes.
4. Montage, nuisances, etc.

1.3.1. Production d'électricité :

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un simplificateur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur pour la production d'électricité.

1.3.2. Production combinée chaleur-force :

On appelle encore cogénération lorsqu'on produit les énergies utiles, l'électricité et la chaleur, avec des sources énergétiques primaires, telles que le pétrole, le gaz ou le charbon. Cette production est généralement réalisée au sein d'une centrale thermique ou, en fonction de sa taille, d'une centrale à cycle combiné pour le chauffage domestique.

1.3.3. Pompage et compression :

Dans tous les types de Tàg, il est possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, un compresseur ou une soufflante. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du style d'exploitation envisagé.

1. 4. Classement des Tàg :

On peut classer les Tàg en deux catégories selon leur conception mécanique et leur technologie :

- Les turbines industrielles pouvant être de type un (1) arbre ou deux (2) arbres.
- Les turbines de type aviation à deux (2) arbres.

1.4.1. Turbines industrielles :

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques où l'objectif principal est la longue durée d'exploitation. Cette dernière conduit à l'application de paramètre de fonctionnement peu sévère :

- Le rapport de compression compris entre 6 et 8.
- La TET doit être supérieure à 950°C (pour vaincre les problèmes de corrosion), alors, les rendements moyens seront compris entre 25 à 30 %.

1.4.1.1. Turbine à un arbre :

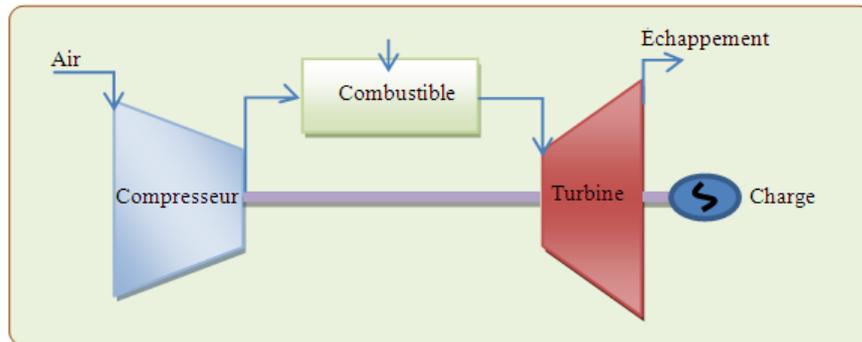


Figure 1-1 : Schéma d'une Tàg à un seul arbre

Dans cette catégorie de Tàg, le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. La deuxième catégorie de la turbine est généralement la plus utilisée pour l'entraînement d'alternateur, alors, la vitesse de rotation est constante [50].

1.4.1.2. Turbine à deux arbres :

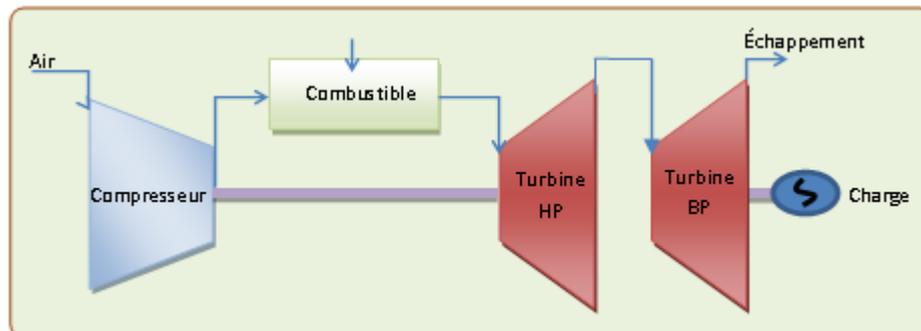


Figure 1-2 : Schéma d'une Tàg à deux arbres

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

- ❖ La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- ❖ La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.

La première ligne d'arbre compose le GG, la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique.

De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres est plus complexe que la turbine à un seul arbre ; mais, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de

la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz [50].

1.4.2. Turbines de type “ Aviation ” (Aéro-dérivative) :

Les turbines de type aviation, également appelées turbines “jet”, sont constituées d'un réacteur GG suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire de l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant des techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

Le GG ne peut plus être réparé sur site, il doit être remplacé par un générateur neuf ou rénové. La réparation se fait chez le constructeur, en atelier spécialisé compte tenu de la sécurité.

1. 5. Pollution

Les fabricants de ces équipements font des travaux intéressants pour diminuer le niveau des produits polluants rejetés par les Tàg. L'emploi de gaz naturel (généralement constitué d'un peu de soufre) ou de carburant liquide sans soufre, admet une émission faible de SO₂, dans les chambres de combustion particulières avec des injecteurs spécifiques qui permettent une émission faible de CO. Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés, tandis que les Tàg de conception moins sophistiquée et de prix moins élevé sont préférés par les pays en voie de développement.

1.5.1. Pollution physique

- ✓ L'air atmosphérique contient en suspension des particules en quantité variable. Nous citerons à titre d'exemple :
 - En zone rurale : Le sable, l'humus et le pollen ;
 - En zone urbaine : Les poussières, les cendres, les gaz d'échappement des véhicules et des chaufferies ;
 - En zone industrielle : Les poussières, les cendres, les résidus légers véhiculés par les ventilateurs d'aération des lieux de fabrication, les fumées d'usine. Ces particules peuvent posséder deux caractéristiques préjudiciables à la conservation du bon état des composants de la Tàg.

- ✓ Une caractéristique abrasive : Qui aura pour conséquence la détérioration des ailettages par impact sur les bords d'attaque et par érosion sur la surface des pales et les bords de fuite (exemple : le sable) ;
- ✓ Une caractéristique d'adhérence : Qui amènera les particules à se coller sur les ailettages en modifiant leur profil, ce qui conduit à une réduction du rendement (exemple : les pollens).

En général, la pollution physique détériore et encrasse les ailettages du compresseur d'air et certaines particules peuvent également, entraîner des dégradations sur les ailettages de la turbine.

1.5.2. Pollution chimique

L'air peut contenir des gaz et, en suspension, des cristaux ou des poussières chargés de composants chimiques indésirables, tels que le chlorure de sodium (sel de mer), le soufre et ses dérivés, le chlore et ses dérivés et des acides organiques et inorganiques.

Ceux-ci ont des actions corrosives qui peuvent endommager les ailettages du compresseur, mais plus fréquemment, les parois de la chambre de combustion et les ailettages de la turbine du fait que, par sa haute température, la combustion transforme le polluant ou l'associe à un autre polluant apporté par le combustible.

La parade consiste en des traitements de surface anticorrosifs appliqués par le constructeur sur les parties exposées, et des inhibiteurs éventuellement ajoutés au combustible.

Finalement, la pollution chimique de l'air est difficile à contrôler ; si elle provient d'un gaz, aucun n'autre moyen de protection n'existe que le lavage, lui-même difficile à réaliser, en plus d'une efficacité incertaine.

1. 6. Etat de l'art du développement et d'amélioration de la Tàg :

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des Tàg en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages, on peut citer les travaux suivants :

Alhazmy et col [5] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de Tàg lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur. Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement

l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

Mohsen et col [56] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation à Tàg et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la Tàg de type ouvert indiqué dans la Figure 1-3. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

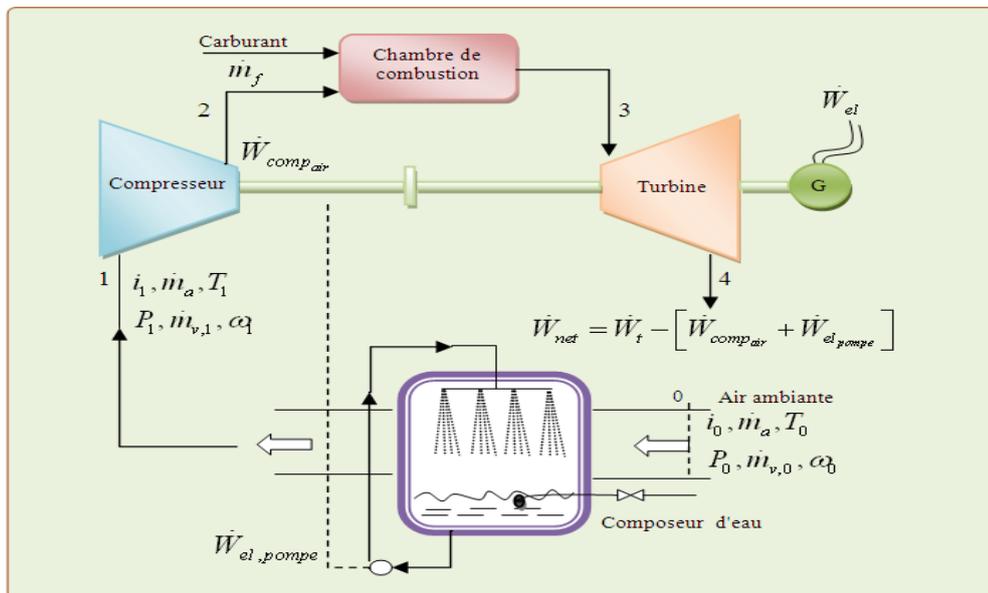


Figure 1-3 : Cycle ouvert de la Tàg doté d'un refroidisseur par évaporation directe

Majed et col [53] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la Tàg. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau. Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des Tàg fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la Tàg. L'amélioration d'exécution est calculée, pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de Tàg ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Jeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation.

Amir et col [10] ont étudié le refroidissement par évaporation déshydratant pour l'amélioration des performances d'installations de la Tàg, ils ont fait une comparaison entre l'amélioration des performances obtenues par la méthode proposée et ceux des autres systèmes de refroidissement par évaporation (direct et indirect), dans des conditions climatiques différentes. Ils montrent que la technique de refroidissement par évaporation déshydratant, au moins pour les climats chauds et humides, est plus efficace que les autres techniques de refroidissement par évaporation.

Hosseini et col [32] ont présenté une modélisation du système de refroidissement par évaporation installé dans les Tàg de la Fars (Iran) de la centrale à cycle combiné. Dans ce modèle, différents paramètres de conception tels que la vitesse d'entrée de l'air, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias, ont été pris en considération. L'analyse des résultats montre, que pour un nombre constant de Prandtl, l'efficacité du refroidisseur diminue et la chute de pression augmente, de même que la vitesse d'air entrant. La baisse du taux d'évaporation de l'eau et la température du refroidisseur a été calculée, et les effets de la température de l'humidité relative et la pression de l'air ambiant ont été étudiés.

Les résultats pratiques et analytiques de cette étude, montrent que la Tàg du Fars à cycle combiné, pour une température ambiante de 38 °C avec 8% d'humidité relative, la puissance augmente de 11 MW, tandis que la température de l'air d'admission chute d'environ 19°C, avec l'installation du refroidissement par évaporation.

En raison de l'augmentation annuelle d'électricité de 5280 MWh et compte tenu de 2,5 cents / kWh le prix de vente d'électricité excédentaire générée, durant la période de récupération obtenue est d'environ quatre ans. Dans cette étude, une simulation numérique a été utilisée par Beshkani et col [14], le modèle est amélioré en utilisant différentes conditions aux limites dans le sens de la hauteur du canal d'air humide. Les aspects économiques de refroidissement de l'air

d'admission de Tàg de la centrale de Fars sont étudiés, la chute de température, le taux d'évaporation et l'augmentation de la puissance sont étudiés pour différentes températures ambiantes et humidités relatives.

Kadi et col [41] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la Tàg (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des Tàg avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les Tàg peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des Tàg ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

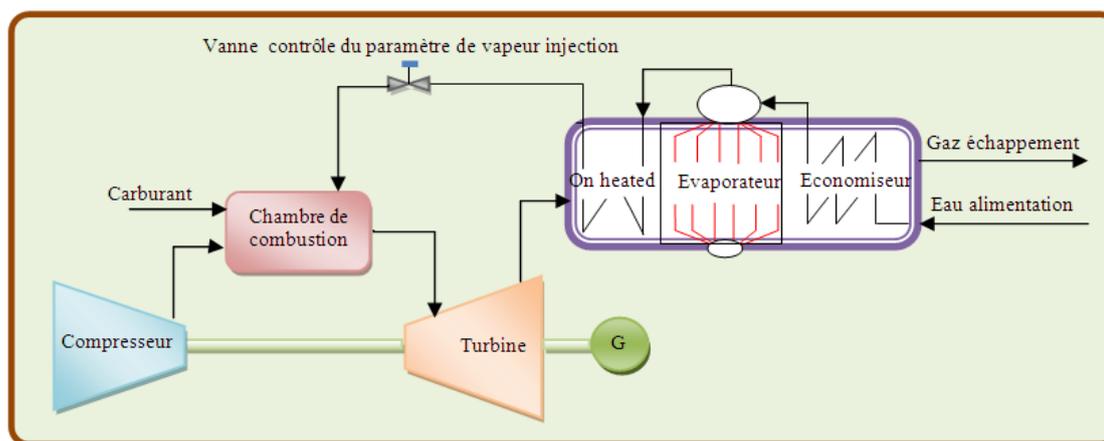


Figure 1-4 : Schéma d'un circuit d'injection de vapeur d'eau

Bouam et col [1, 2, 3] ont fait une étude pour développer un cycle simple avec l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour améliorer les performances de la Tàg, pour cela, ils ont proposé un cycle simple avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Ils ont réalisé un programme de calcul et d'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la Tàg. Les résultats obtenus montrent que la puissance utile et le rendement d'une Tàg se stabilisent, quand une quantité précise de vapeur d'eau est injectée lors de la variation de la température ambiante.

Jaber et col [34] ont réalisé une étude sur l'influence de l'apport d'air de refroidissement sur le rendement de la Tàg, une comparaison entre l'utilisation de différents systèmes de refroidissement, tels que le refroidissement par évaporation et le refroidissement par serpent. Ils ont exécuté un modèle de simulation informatique pour les systèmes utilisés et développés afin d'évaluer la performance de la Tàg étudiée à la centrale électrique de Marka, (Amman, Jordanie). Les caractéristiques de performance sont étudiées pour un ensemble de paramètres réels de fonctionnement, les résultats obtenus ont prouvé que le système de refroidissement par évaporation, est capable d'amplifier la puissance et d'augmenter l'efficacité de la Tàg étudiée, d'une meilleure manière que le système de refroidissement par serpent dû à sa consommation de puissance élevée exigée pour couvrir l'unité de réfrigération de vapeur. Néanmoins, il fournit le plein contrôle sur les conditions d'admission de la température indépendamment du taux d'humidité.

Garooi et col [29] ont étudié l'effet de refroidissement de l'air d'admission sur le rendement des Tàg. Leurs travaux montrent que, le travail net et l'efficacité augmenteront de 6-10% et de 1-5% respectivement, pour chaque diminution de 10 °C de la température d'admission, puisque, le coefficient de performance du cycle de réfrigération d'absorption est faible, avec un taux de haute pression dans une simple Tàg et un taux de basse pression dans la régénératrice de la Tàg. L'énergie des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération. Les résultats prouvent que, quand un éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération, il a besoin d'une source externe d'énergie pour le cycle de réfrigération.

Is'haq [33] a présenté une étude sur les performances de deux Tàg, une à un arbre et une autre à deux arbres, avec deux méthodes de refroidissement de l'air d'entrée qui leurs sont appliquées. Ces deux méthodes sont la réfrigération par compression de vapeur et la réfrigération par absorption de vapeur. Il a utilisé le principe de la thermodynamique pour analyser les deux méthodes de réfrigération et de leur comportement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats de simulation obtenus en utilisant le système de réfrigération à compression de vapeur ont donné une augmentation de puissance de sortie d'environ 27% et 20%, respectivement pour la Tàg à un arbre et la Tag à deux arbres, et ceci à une température ambiante de 50 °C. Les chiffres correspondants pour ces deux Tàg lors de la réfrigération par absorption de vapeur utilisée sont de 31,8% et de 26,7% respectivement. Il a été conclu dans cette étude que les deux méthodes de refroidissement sont techniquement réalisables.

Muthana et col [59] ont exécuté une étude sur les différentes modifications de régénération qui consistent à une intégration du système de régénération et d'un système d'évaporation d'eau dans le conduit d'entrée d'air de la Tàg (GT-85-2-H). L'objectif principal est d'améliorer l'efficacité thermique par régénération, en utilisant l'injection d'eau comme un moyen pour accroître sensiblement la puissance de sortie ainsi que l'efficacité. L'étude, qui repose sur l'essai avec la régénération et l'essai avec injection de l'eau dans l'entrée d'air du compresseur a donné les résultats suivants :

- La régénération améliore l'efficacité thermique d'environ 56%, due à la réduction de la consommation de carburant.
- La puissance de sortie réduit d'environ 20,67% en raison des pertes de pression qui se produisent à cause du système de régénération.
- La consommation de carburant spécifique est réduite d'environ 59%.

Rahim et col [66] ont effectué une étude sur les performances d'un système de refroidissement qui se compose d'une boucle externe d'eau froide couplée à l'entrée de la Tàg. L'analyse explique les changements des paramètres thermodynamiques, ainsi que les variables économiques, telles que la rentabilité, le financement et la durée de vie du système, qui sont étendues aux composants de refroidissement, comme les réfrigérateurs, les pompes à eau et l'échangeur thermique. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'importance d'une analyse couplée, thermo-économiques dans le choix du système de refroidissement et des paramètres de fonctionnement. Les résultats ont montré que l'amélioration de la puissance de sortie dépend du degré de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur.

1. 7. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exposé des méthodes appliquées pour l'amélioration de l'efficacité dans des exemples réalisés, ainsi que la problématique de la diminution du rendement pendant les jours à température très élevée. Dans ce contexte, nous avons étudié les méthodes et les systèmes de refroidissement de l'air d'admission avant l'entrée dans le compresseur axial, aussi, nous avons présenté les différentes études expérimentales disponibles dans la littérature, et qui représentent les propriétés principales des Tàg et l'impact de la température ambiante et de l'humidité sur leur rendement global.

CHAPITRE 2 :

Description et modélisation des systèmes d'amélioration

2. 1. Introduction :

Les travaux de recherche dans le domaine des Tàg se sont toujours focalisés sur le développement de cycles de fonctionnement dans le but de réduire la facture énergétique consommée par ces machines, tout en maximisant son rendement, c'est-à-dire, sa production de puissance mécanique.

Nous exposons dans ce chapitre, les différents cycles de fonctionnement de la Tàg, et nous donnons un résumé pour chaque type.

2. 2. Analyse théorique des cycles de fonctionnement :

L'analyse thermodynamique repose sur le cycle de Brayton et de ses diverses modifications, ces dernières sont évaluées pour étudier les effets par rapport au cycle de la base par Horlock et col [31] et Meherwan et col [55].

Une Tàg fonctionne sur le principe d'un très gros moteur d'avion auquel on aurait ajouté un alternateur, ou bien des machines entraînées (compresseur, pompe ...). L'air est fortement comprimé et dans la chambre de combustion, du fioul est injecté à l'air comprimé et s'enflamme, produisant ainsi l'énergie nécessaire pour faire tourner la turbine. Enfin, la turbine entraîne l'alternateur qui produit l'électricité comme indiqué sur la figure suivante :

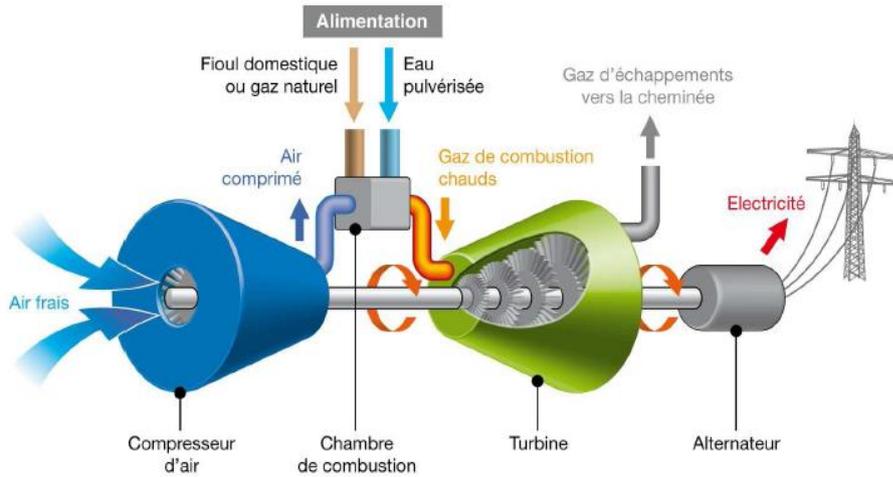


Figure 2-1 : Schéma de principe de fonctionnement de la Tàg

2.2.1. Le cycle de Brayton :

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié, la forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la Tàg et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente (extenseur de turbine).

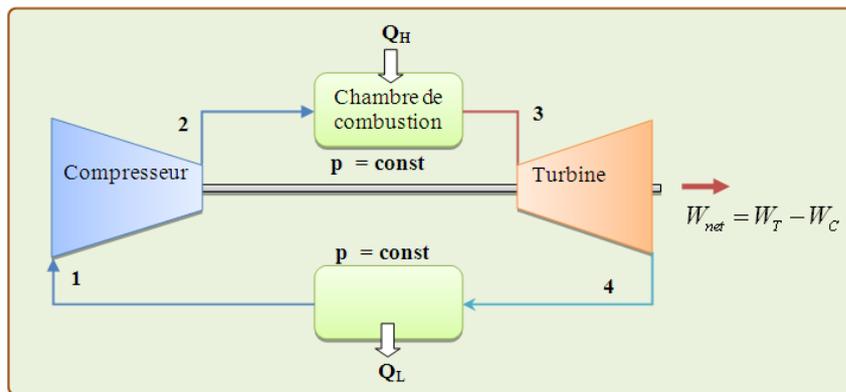


Figure 2-2 : Cycle de Brayton

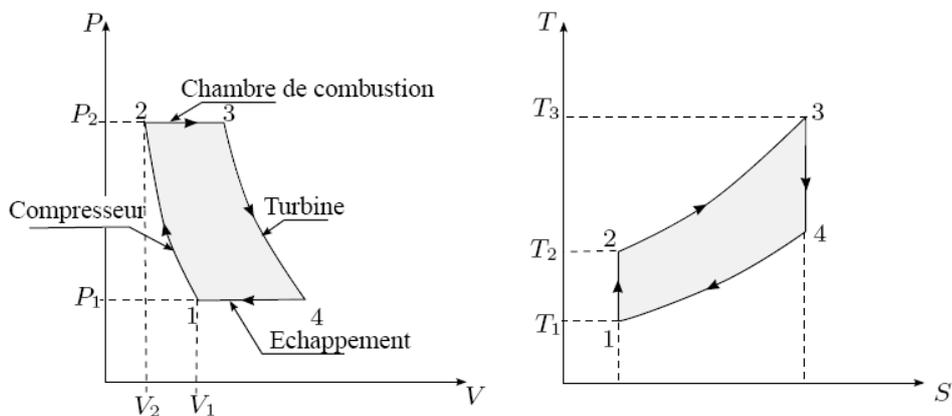


Figure 2-3 : Diagramme de cycle théorique de Tàg à combustion isobare en (P, V) et (T, S)

2.2.1.1. Principe de fonctionnement :

L'air à basse pression est aspiré par un compresseur (état 1) où il est comprimé à une pression plus élevée (état 2), le combustible est ajouté à l'air comprimé et le mélange est brûlé dans une chambre de combustion, les gaz chauds entrent dans la turbine (état 3) où se produit la détente (état 4).

Le cycle de Brayton est composé de quatre processus fondamentaux :

- a) 1 à 2 : Compression isentropique
- b) 2 à 3 : Apport de chaleur à pression constante (combustion isobare)
- c) 3 à 4 : Détente isentropique des gaz dans la turbine
- d) 4 à 1 : Rejet des gaz de combustion vers l'atmosphère à pression constante (gaz d'échappement et d'admission dans le cycle ouvert)

2.2.1.2. Bilan massique du cycle :

Après l'application de la première loi de la thermodynamique, nous constatons:

1-2 : Travail massique absorbé par le compresseur : $W_c = C_p(T_2 - T_1)$

Puissance du compresseur :
$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \tag{2-1}$$

2-3 : Chaleur massique fournie par la combustion : $Q_1 = C_p(T_3 - T_2)$

3-4 : Travail massique récupéré sur la turbine : $W_t = C_p(T_3 - T_4)$

Puissance de la turbine :
$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \tag{2-2}$$

4-1 : Refroidissement des gaz d'échappement : $Q_2 = C_p(T_4 - T_1)$

Travail de cycle total :
$$W_{cyc} = W_t - W_c \tag{2-3}$$

Rendement thermique du cycle :
$$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Autre formulation :

On introduit deux grandeurs caractéristiques :
$$\lambda = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T_1}, \quad r = \frac{T_3}{T_1}$$

En remarquant que $P_3 = P_2$ et $P_4 = P_1$, on démontre facilement que $T_3/T_4 = \lambda$ et $T_4 = T_1 \frac{r}{\lambda}$

La chaleur supplémentaire amenée au système :

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f \times LHV_{comb} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2 \tag{2-4}$$

$$\text{Ainsi, l'efficacité du cycle global est : } \eta_{cyc} = W_{cy} / Q_{2,3} \quad (2-5)$$

L'augmentation du rapport de pression et de la température de mise à feu dans la Tàg augmente l'efficacité du cycle de Brayton. Ce rapport d'efficacité est fondé sur certaines hypothèses de simplification comme :

1. $\dot{m}_a \gg \dot{m}_f$ le débit d'air est très important par rapport au combustible.
2. Le gaz est thermiquement parfait, et les chaleurs spécifiques à pression (C_p) et à volume (C_v) sont constantes, le rapport des chaleurs spécifiques γ reste aussi constant dans tout le cycle.
3. Le taux de compression (τ_p) dans le compresseur et de détente à la turbine sont identiques.
4. Tous les composants fonctionnent à une efficacité de 100%.

Avec ces hypothèses, l'effet sur le rendement du cycle idéal en fonction du taux de compression pour l'exploitation de la Tàg au cycle Brayton idéal entre la température ambiante (T_1) et la température de mise à feu (T_3) est donné par la relation suivante :

$$\eta_{ideal} = \left(1 - \frac{1}{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \right) \quad (2-6)$$

L'équation (2-6) montre que le rendement thermique croit avec le taux de compression. En supposant que le taux de pression est le même dans le compresseur et la turbine, les relations suivantes sont vérifiées à l'aide du taux de compression :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2-7)$$

En utilisant le même taux de pression dans la turbine :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (2-8)$$

Dans le cas du cycle réel, l'effet du rendement du compresseur et de la turbine (η_c), (η_t) doit également être pris en considération pour obtenir le rendement du cycle global entre la T_3 et la température ambiante T_{amb} à l'entrée du compresseur :

$$\eta_{cy} = \left(\frac{\eta_t T_f - \frac{T_{amb} \tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}}{\eta_c}}{T_f - T_{amb} - T_{amb} \left(\frac{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_c} \right)} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \right) \quad (2-9)$$

2.2.2. Le cycle réel

Le cycle simple est le type de cycle le plus commun, utilisé dans le domaine des Tàg. Le cycle réel simple ouvert (Figure 2-4) indique l'inefficacité du compresseur et de la turbine et la perte de pression dans le brûleur. La puissance réelle du compresseur et de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a (h_2 - h_1) / \eta_c \quad (2-10)$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{3a} - h_4) / \eta_t \quad (2-11)$$

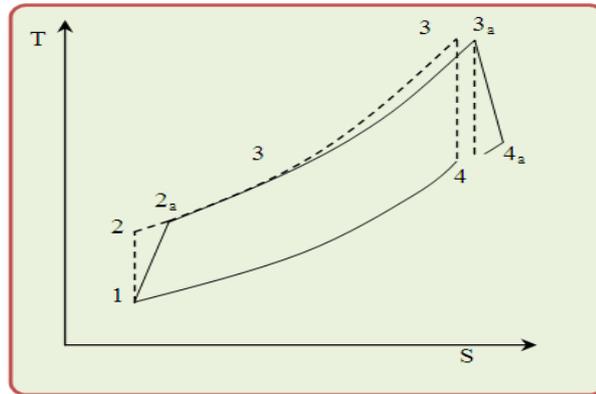


Figure 2-4 : Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel

Ainsi, la puissance totale réelle produite est :

$$\dot{W}_{cy} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (2-12)$$

Le débit de carburant réel nécessaire pour élever la température de 2_a à 3_a est :

$$\dot{m}_f = \frac{h_{3a} - h_{2a}}{(LHV)_{\eta_c}} \quad (2-13)$$

Ainsi, l'efficacité globale du cycle thermique adiabatique peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_{cy}}{\dot{m}_f (LHV)} \quad (2-14)$$

L'analyse de ce cycle indique qu'une diminution de la température d'entrée dans le système d'admission du compresseur entraîne une augmentation de la température d'entrée à la turbine qui elle-même entraîne une augmentation de l'efficacité du cycle et vice versa. Ainsi, le taux de compression optimal pour une efficacité maximale varie avec la température d'entrée de la turbine, qui passe d'environ (15.5:1) pour une température de 816°C à environ 43:1 pour une température de 1316°C. Le rapport de pression pour le travail maximal, varie d'environ 11.5:1 à environ 35:1 pour les mêmes températures respectives [55].

Le cycle simple à deux arbres :

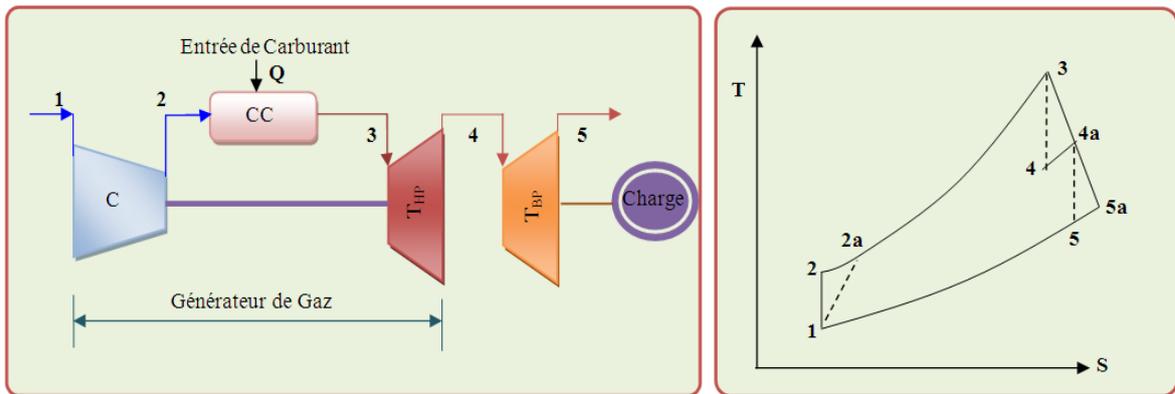


Figure 2-5 : Cycle simple à deux arbres

Ce cycle est principalement utilisé pour un couple élevé et une variation de charge importante (Figure 2-5). La première turbine entraîne le compresseur, la deuxième est utilisée comme source d'énergie. Si on suppose que le nombre des étapes dans un cycle simple à deux arbres soit plus élevé que dans un arbre, alors l'efficacité du cycle à deux arbres est légèrement plus élevée aux charges de conception en raison du facteur du réchauffeur [55]. Toutefois, si le nombre des étapes est identique, alors il n'y a aucun changement dans l'efficacité globale. D'après le diagramme (H-S) on peut trouver certaines relations entre les turbines, puisque le travail de la turbine à haute pression est utilisé pour entraîner le compresseur d'air, alors que la basse pression est utilisée pour entraîner la charge utile, les équations à utiliser sont :

$$h_{4a} = h_3 - \dot{W}_c \quad (I2-15)$$

$$h_4 = h_3 - (\dot{W}_c / \eta_t) \quad (2-16)$$

Ainsi, le travail de production peut être représenté par la relation :

$$W_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) (h_{4a} - h_5) \eta_t \quad (2-17)$$

Les deux arbres peuvent fonctionner à des vitesses entièrement différentes. L'avantage de la Tàg à deux arbres réside dans sa souplesse de fonctionnement. Une turbine libre donne un couple très élevé aux bas régimes. Ce dernier est pratique pour l'industrie des véhicules, mais avec un fonctionnement à pleine puissance.

2. 3. L'augmentation du rendement de la Tàg :

On peut augmenter le rendement et la puissance d'une Tàg par le refroidissement intermédiaire et le réchauffage de l'air avant l'entrée dans la chambre de combustion.

2.3.1. Refroidissement intermédiaire et effet de réchauffage :

Le travail net du cycle de la Tàg est donné par la relation :

$$W_{cy} = W_t - W_c \quad (2-18)$$

On peut augmenter le travail utile soit en diminuant le travail du compresseur soit en augmentant le travail de la turbine.

La compression multi-étages est parfois utilisée pour permettre un refroidissement entre les étages afin de réduire l'apport du travail total. La Figure 2-6 montre un processus de compression polytropique (1-a) en (P.V). S'il n'y a aucun changement de l'énergie cinétique, le travail effectué est représenté par la surface (1→a→j→k→1). La ligne de température constante est indiquée par (1-x). Si la compression polytropique de l'état 1 à l'état 2 est divisée en deux parties, (1-c) et (d-e) avec une pression constante de refroidissement à ($T_d = T_l$) entre eux, le travail effectué est représenté par la surface (1→c→d→e→l→k→1). La surface (c→a→e→d→c) représente le travail enregistré au moyen de la compression en deux étapes avec le refroidissement intermédiaire à la température initiale. La pression optimale pour le refroidissement intermédiaire pour les valeurs spécifiques de P_1 et P_2 est :

$$P_{OPT} = \sqrt{P_1 P_2} \quad (2-19)$$

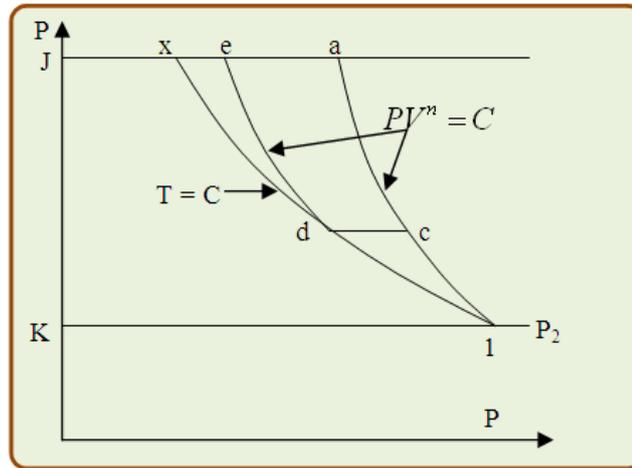


Figure 2-6 : Diagramme de compression multi-étapes avec refroidissement intermédiaire

Par conséquent, si un cycle simple de la Tàg est modifié avec la compression effectuée en deux ou en plusieurs processus adiabatiques avec refroidissement intermédiaire entre eux, le travail net du cycle est augmenté sans changement de travail de la turbine.

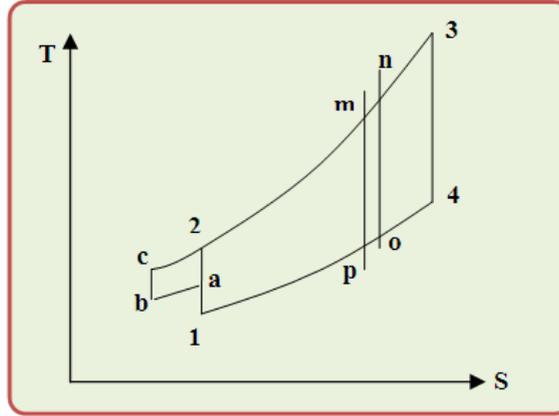


Figure 2-7 : Diagramme du cycle de refroidissement intermédiaire d'une Tàg

L'efficacité thermique d'un cycle simple idéal est diminuée par l'addition d'un refroidisseur intermédiaire, la (Figure 2-7) montre le cycle simple idéal d'une Tàg (1→2→3→4→1), et le cycle idéal avec refroidissement intermédiaire ajouté (1→a→b→c→2→3→4→1). Les deux cycles sous leur forme idéale sont réversibles et peuvent être simulés par un certain nombre de cycles de Carnot. Ainsi, si le cycle simple d'une Tàg (1→2→3→4→1) est divisé en un certain nombre de cycles comme (m→n→o→p→m), ces cycles s'approchent du cycle de Carnot lorsque leur nombre augmente. L'efficacité de ce cycle de Carnot est donnée par l'équation :

$$\eta_{CARNOT} = 1 - \frac{T_m}{T_p} \quad (2-20)$$

On remarque que si les chaleurs spécifiques sont constantes, alors :

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_m}{T_p} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2-21)$$

Tous les cycles de Carnot composant le cycle simple d'une Tàg ont la même efficacité. De même, tous les cycles de Carnot (a→b→c→2→a) peuvent être divisés et avoir une efficacité inférieure aux cycles de Carnot (1→2→3→4→1). Ainsi, le rajout d'un refroidisseur intermédiaire au cycle (a→b→c→2→a), réduit son efficacité. Le rajout d'un refroidisseur intermédiaire à un cycle régénérateur augmente le rendement thermique et le travail de production grâce à une grande partie de la chaleur nécessaire pour le processus c-3 (Figure 2-7). Un gain de combustible supplémentaire à brûler peut être obtenu à partir du gaz d'échappement chaud passant par le régénérateur.

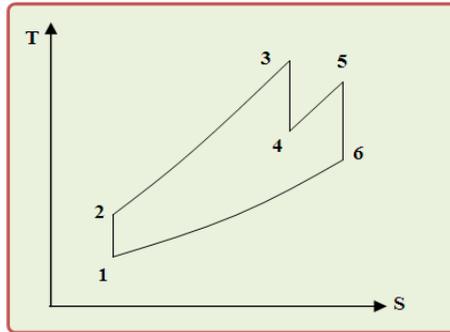


Figure 2-8 : Le cycle de réchauffage et le diagramme de (T, S)

Le cycle de réchauffage augmente le travail de la turbine, par conséquent, le travail net du cycle peut être augmenté sans changer le travail du compresseur ou la température d'admission de la turbine, et ceci, en divisant l'expansion de la turbine en deux ou plusieurs parts avec le chauffage avant chaque expansion. Cette modification du cycle est connue comme réchauffage, ce qui est expliqué sur la Figure 2-8. Par un raisonnement semblable à celui utilisé en liaison avec le refroidissement intermédiaire, on peut constater que l'efficacité thermique d'un cycle simple est abaissée par l'ajout du réchauffage, alors que la production du travail est augmentée. Cette combinaison du régénérateur et réchauffeur peut augmenter le rendement thermique.

2.3.2. Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire :

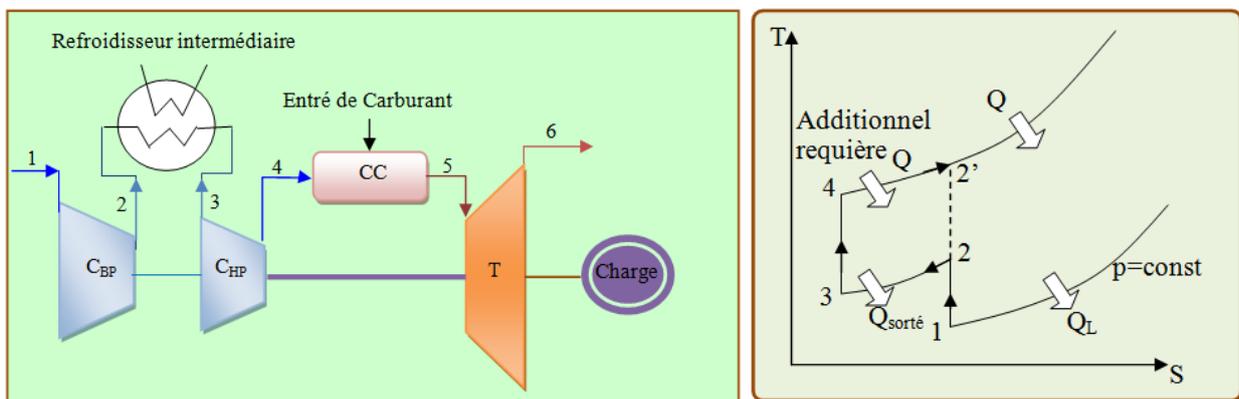


Figure 2-9 : Schéma de la Tàg avec refroidisseur intermédiaire

Le cycle simple avec refroidisseur intermédiaire peut réduire le travail total du compresseur et peut améliorer le rendement [65]. Les hypothèses faites en évaluant ce cycle sont :

- (1) La température d'entrée à l'étage du compresseur égale la température d'admission de l'air.
- (2) Le rendement des compresseurs est identique,

(3) Les rapports de compression dans les deux compresseurs sont les mêmes et égalent :
à $\sqrt{P_2 / P_1}$.

Le cycle simple du refroidisseur intermédiaire réduit la puissance consommée par le compresseur. Une réduction de la puissance consommée est accomplie en refroidissant la température d'admission à l'entrée du seconde étage du compresseur ou à l'entrée d'autres étages successivement et qui devient la même que l'air ambiant, et cela en maintenant le même rapport global de pression. Le travail du compresseur peut alors être représenté par l'expression :

$$W_c = (h_a - h_1) + (h_e - h_1) \quad (2-22)$$

- Le travail nécessaire pour comprimer l'air dans un dispositif à flux continu peut être réduit par la compression pour l'étage.
- Le refroidissement de la température de l'air réduit son volume spécifique et son travail nécessaire à la compression.
- La compression avec refroidissement ne prévoit pas une augmentation significative de l'efficacité de la Tàg, car la température à l'entrée de la chambre de combustion exigerait un transfert de chaleur supplémentaire pour atteindre la température souhaitée à l'entrée de la turbine.
- La température, plus basse à la sortie du compresseur, augmente le potentiel de régénération, à savoir une plus grande ΔT à travers l'échangeur de chaleur.

2. 4. Cycle de Brayton avec régénérateur :

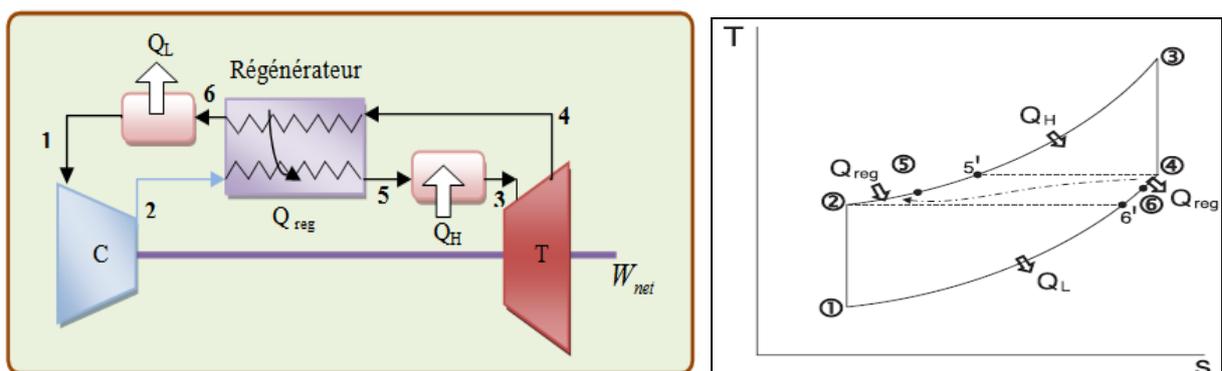


Figure 2-10 : Schéma et diagramme (T, S) du cycle régénérateur de la Tàg

- Un régénérateur (échangeur de chaleur) est utilisé pour réduire la consommation du carburant pour fournir la quantité nécessaire de chaleur \dot{Q}_H [65].
- L'efficacité avec un régénérateur peut être déterminée comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_6 - T_1)}{C_p(T_3 - T_5)} \Rightarrow \text{(pour un régénérateur réel)}$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T'_6 - T_1)}{C_p(T_3 - T'_5)} \Rightarrow \text{(pour un régénérateur idéal)}$$

$$\eta = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)}$$

$$\text{Et } \eta = 1 - \left(\frac{T_{min}}{T_{max}} \right) (\tau_p)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

- Pour un rapport T_{min} / T_{max} , l'utilisation d'un régénérateur se traduira par une réduction du η lorsque τ_p augmente [38].

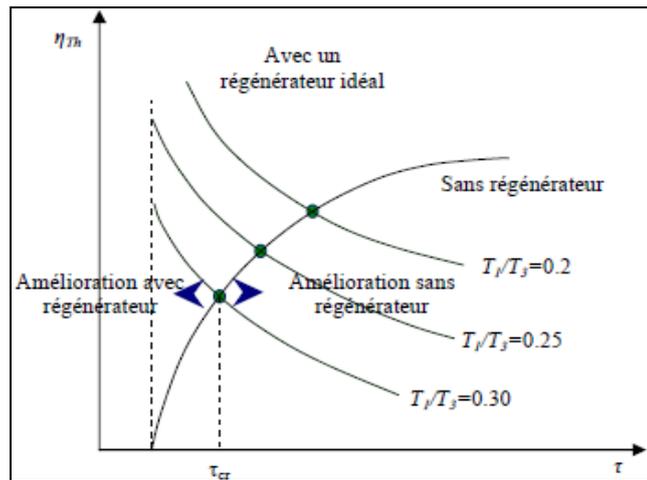


Figure 2-11 : L'effets du taux de compression et du rapport de température sur η_{th}

Le régénérateur de l'efficacité :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{reg,actual}}{\dot{Q}_{reg,ideal}} = \frac{h_5 - h_2}{h'_5 - h_2} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

Les valeurs typiques de l'efficacité sont $\leq 0,7$

Le refroidissement intermédiaire répété, le réchauffage et la régénération fourniront un système qui se rapproche du cycle Ericsson, qui a pour rendement l'expression de Carnot : $(\eta = 1 - T_L / T_H)$.

Il y a deux types d'échangeurs de chaleur, à savoir régénérateur et de récupération. Le terme « échangeur de chaleur régénérateur » est employé pour un système dans lequel le transfert de chaleur entre deux jets est affecté par l'exposition d'un troisième milieu alternativement aux deux

écoulements. Les débits calorifiques successivement, dans et hors du troisième milieu, lui font subir une température cyclique. Ces types d'échangeurs de chaleur sont employés couramment là où la compacité est essentielle.

Dans un échangeur thermique de récupération, chaque élément du transfert surfacique a une température constante et arrange les chemins du gaz en contresens, la répartition de la température dans la matrice dans le sens de circulation est celle qui donne des performances optimales par les conditions de transfert de chaleur données. Cette répartition de température optimale peut-être réalisée, de préférence, dans un régénérateur à contresens à flux croisés.

2. 5. Cycle de Brayton avec réchauffage :

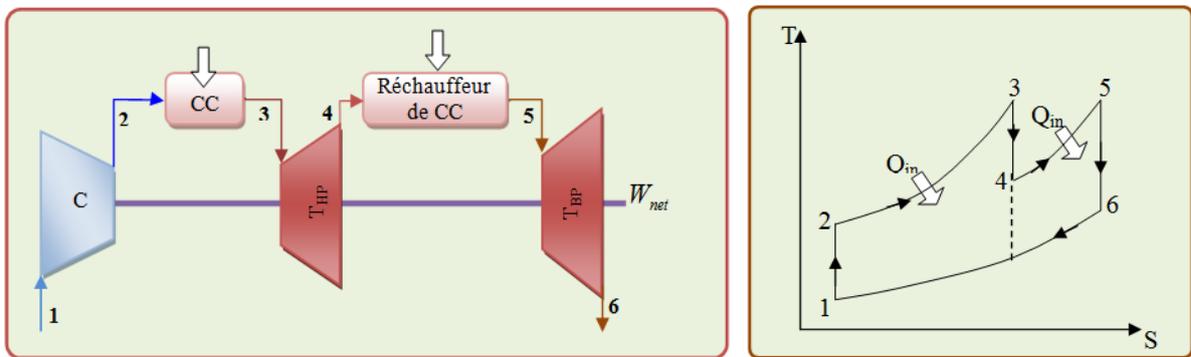


Figure 2-12 : Schéma et diagramme (T, S) du cycle Brayton avec réchauffage

- T_3 est limité en raison des contraintes métallurgiques du matériau.
- L'excès d'air est extrait et introduit dans la chambre de combustion de la turbine au deuxième étage.
- La température de sortie de la turbine est augmentée avec le réchauffage ($T_6 > T'_4$), donc il y a un potentiel de régénération amélioré.
- Lorsque le réchauffage et la régénération sont utilisés ensemble, l'efficacité thermique peut augmenter de manière significative [65].

2. 6. Cycle avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénération :

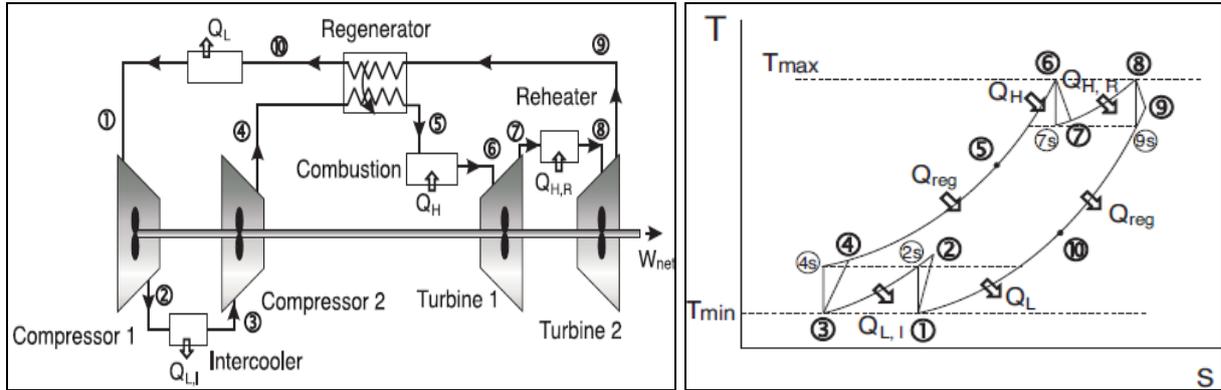


Figure 2-13 : Cycle simple avec refroidisseur intermédiaire, réchauffage et régénération.

Rendement du compresseur et de la turbine :

Rendements isentropiques :

$$\eta_c = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_p (T_{2,s} - T_1)}{C_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_{2,s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} = \frac{C_p (T_3 - T_4)}{C_p (T_3 - T_{4,s})} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,s}}$$

$$\eta_{cy} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Compte tenu des rendements de la turbine, du compresseur, de la valeur maximale de (T_3), de la valeur minimale de (T_1) et des températures dans le processus, on peut trouver le rendement du cycle (η_{cy}) [65].

2. 7. Le cycle à injection de vapeur d'eau :

L'injection de vapeur a été utilisée dans les moteurs à pistons et à Tàg depuis un certain nombre d'années. Ce cycle peut être une réponse au souci actuel de la lutte contre la pollution. Les problèmes de corrosion sont le principal obstacle dans un tel système.

L'idée est simple, elle consiste à injecter l'eau ou la vapeur dans l'air de refoulement du compresseur qui fait augmenter le débit massique transitant par la turbine (Figure 2-14).

La vapeur utilisée dans ce processus est produite par l'énergie gratuite des gaz d'échappement de la turbine. Généralement, l'eau (à 1 Bar et 26.7 °C) s'infiltré dans la pompe et le régénérateur, augmente jusqu'à (4 Bar). Au-dessus du refoulement du compresseur à la même température que l'air libéré par le compresseur. La vapeur est injectée à la sortie du compresseur, mais plus en

amont du brûleur pour créer un mélange qui permet de réduire la température de la zone primaire dans la chambre de combustion. L'enthalpie de l'état 3 (h_3) est celle du mélange d'air et de vapeur d'eau. La relation suivante décrit le flux dans ce point :

$$h_3 = (\dot{m}_a h_{2a} + \dot{m}_s h_{3a}) / (\dot{m}_a + \dot{m}_s) \quad (2.23)$$

L'enthalpie entrant dans la turbine est donnée par :

$$h_4 = ((\dot{m}_a + \dot{m}_f) h_{4a} + \dot{m}_s h_{4s}) / (\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_s) \quad (2.24)$$

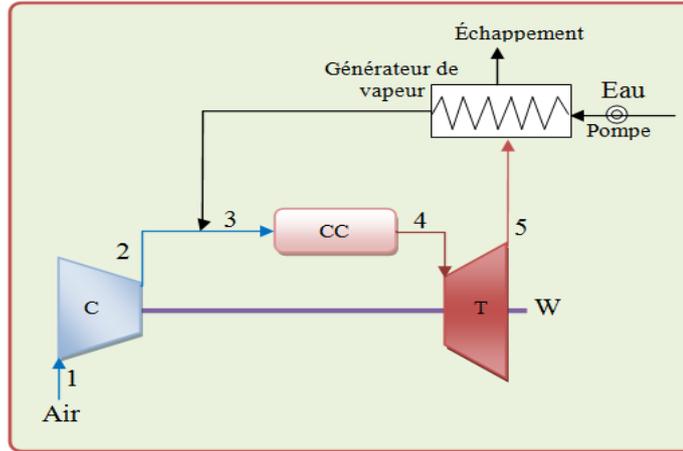


Figure 2-14 : Schéma du cycle d'injection de vapeur d'eau.

Le débit du carburant nécessaire pour le cycle :

$$\dot{m}_f = \frac{h_4 - h_3}{\eta_b (LHV)} \quad (2.25)$$

L'enthalpie des gaz à la sortie de la turbine est :

$$h_5 = ((\dot{m}_a + \dot{m}_f) h_{5a} + \dot{m}_s h_{5s}) / (\dot{m}_a + \dot{m}_f + \dot{m}_s) \quad (2.26)$$

Ainsi, la puissance totale de la turbine est donnée :

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_s + \dot{m}_f) (h_4 - h_5) \eta_t \quad (2.27)$$

et l'efficacité globale du cycle est :

$$\eta_{cy} = \frac{W_t - W_c}{\dot{m}_f (LHV)} \quad (2.28)$$

Le cycle conduit à une augmentation du travail de production et de l'efficacité thermique globale.

2. 8. Cycle d'évaporation et de régénération :

Ce cycle est un cycle de régénération avec injection d'eau. Théoriquement, il a les avantages de deux injections, l'une de vapeur d'eau et l'autre de régénération, qui réduisent les émissions de NO_x et donnent une efficacité plus élevée. Le travail de production de ce système est similaire

à celui réalisé dans le cycle d'injection de vapeur d'eau, mais le rendement thermique du système est beaucoup plus élevé voir la Figure 2-15.

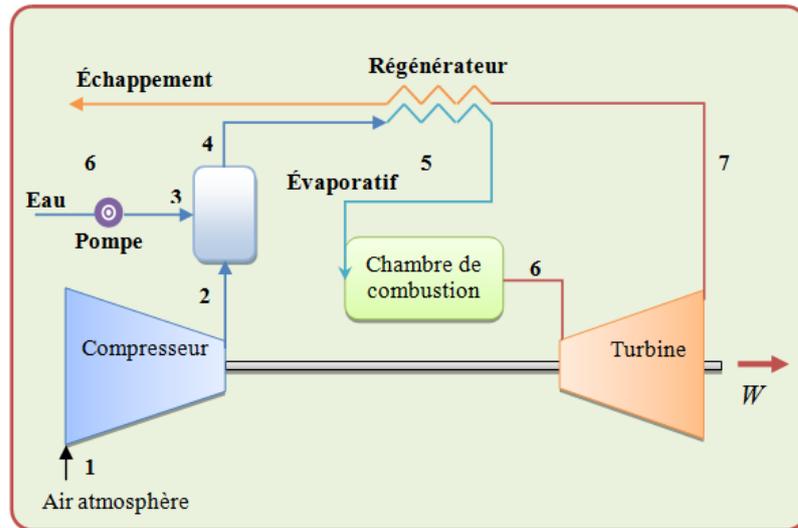


Figure 2-15 : Schéma du cycle régénérateur évaporatif.

L'évaporateur à haute pression est placé entre le compresseur et le régénérateur pour ajouter la vapeur d'eau dans l'air et dans le processus pour réduire la température de ce mélange. Le mélange entrant dans le régénérateur à une température inférieure, et l'augmente à travers le régénérateur. L'augmentation de la différence de température réduit la température des gaz d'échappement considérablement, est une source indirecte de chaleur utilisée pour évaporer l'eau. L'air et l'eau évaporés traversent le régénérateur, la chambre de combustion et la turbine de détente. L'eau s'injecte à (26.7°C) et à (1 Bar) par une pompe dans l'évaporateur, où elle est évacuée sous forme de vapeur à la même température de sortie d'air par le compresseur et à une pression de (4 Bar). Elle est alors injectée dans le flux d'air en fine brume où elle est complètement mélangée. Les équations qui régissent ce processus sont les mêmes que dans le cycle précédent, mais la chaleur supplémentaire est changée en raison du régénérateur.

Les équations suivantes régissent ce changement d'addition de chaleur, et à partir de la première loi de la thermodynamique, la température du mélange (T_4) est donnée par la relation :

$$T_4 = \frac{\dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_s C_{pw} (T_s - T_3) - \dot{m}_s C_{fg}}{\dot{m}_a C_{pa} + \dot{m}_s C_{pw}} \quad (2.29)$$

L'enthalpie du gaz traversant le régénérateur est donnée par l'expression :

$$h_5 = h_4 + \eta_{reg} (h_7 - h_4) \quad (2.30)$$

2. 9. Le cycle combiné (Joule-Rankine) :

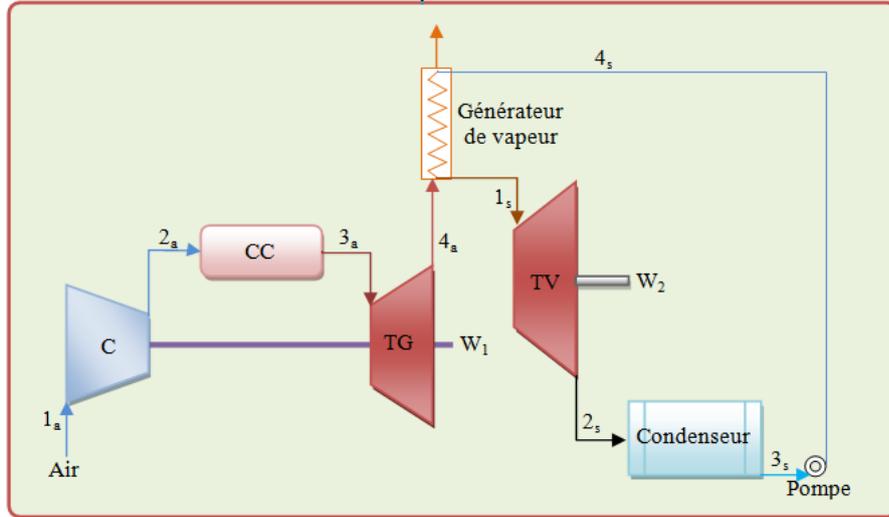


Figure 2-16 : Cycle combiné (Joule-Rankine).

La combinaison de la Tàg avec la Tàv est une proposition attrayante, particulièrement pour des utilités électriques et des industries de transformation où la vapeur est utilisée. Dans ce cycle (Figure 2-16), les gaz chauds de l'échappement de la turbine sont utilisés dans une chaudière, pour produire la vapeur surchauffée à températures élevées pour l'entraînement d'une Tàv.

Les calculs de la Tàg sont identiques à ceux du cycle simple. Les calculs de la Tàv sont :

$$\text{La chaleur du générateur à vapeur : } {}_4Q_1 = h_{1s} - h_{4s} \quad (2.31)$$

$$\text{Puissance de la turbine : } \dot{W}_{ts} = \dot{m}_s (h_{1s} - h_{2s}) \quad (2.32)$$

$$\text{Puissance de la pompe : } \dot{W}_p = \dot{m}_s (h_{4s} - H_{3s}) / \eta_p \quad (2.33)$$

Le travail du cycle combiné est égal à la somme du travail net de la Tàg et du travail de la Tàv. Environ un tiers à la moitié du rendement de conception est disponible comme énergie dans les gaz d'échappement. Le gaz d'échappement de la turbine est utilisé pour fournir la chaleur à la chaudière. Les équations suivantes montrent le travail et l'efficacité thermique globale du cycle.

$$\text{Travail global de cycle : } W_{cy} = W_t + W_{ts} - W_c - W_p \quad (2.34)$$

$$\text{Efficacité du cycle global : } \eta_{cy} = \frac{W_{cy}}{\dot{m}_f (LHV)} \quad (2.35)$$

2. 10. Augmentation de la puissance :

L'augmentation de la puissance dans une Tàg est réalisée par différentes techniques. Dans cette section, nous nous penchons sur les techniques qui pourraient être réalisées sur les Tàg existantes, ainsi que, des techniques telles que les chambres de combustion supplémentaires qui

ne sont pas considérées comme pratiques dans une turbine existante. En d'autres termes, la concentration dans cette section est sur des solutions pratiques. Les augmentations de puissance pratique peuvent être divisées en deux catégories principales qui sont : Le refroidissement de l'air à l'entrée et l'injection de vapeur ou d'eau dans la turbine.

2.10.1. Refroidissement à l'entrée :

- Méthodes d'évaporation : Refroidisseurs conventionnels par évaporation ou de nébulisation d'eau directe.
- Système de refroidissement de l'air d'entrée : Utilise l'absorption ou la réfrigération mécanique.
- Système de combinaison d'évaporation et de l'entrée de réfrigération : Utilisation des refroidisseurs évaporateurs pour soutenir le système de refroidissement à atteindre des températures inférieures à l'air entrant.
- Système de stockage d'énergie thermique : Ce sont des systèmes intermittents adoptés où le froid est produit pendant les heures creuses et ensuite utilisé pour refroidir l'air d'entrée pendant les heures chaudes de la journée.

2.10.1.1. Systèmes de stockage d'énergie thermique :

Ces systèmes sont généralement conçus pour faire fonctionner le système de réfrigération aux heures creuses, puis utilisés le milieu réfrigéré aux heures de pointe. Le milieu réfrigéré dans la plupart des cas est la glace et l'air de la T_{àg} est ensuite passé dans le milieu, ce qui abaisse sa température d'entrée comme le montre la Figure 2-17. La taille du système de réfrigération est grandement réduite car il peut fonctionner de 10 à 80 heures dans des conditions hors pointe pour faire de la glace, qui sera stockée et utilisée lors des heures de fonctionnement en pleine charge.

Le coût d'un tel système est d'environ (90 -110) \$ /kW, il est utilisé avec succès sur les Turbines à gaz de 100 à 200 MW.

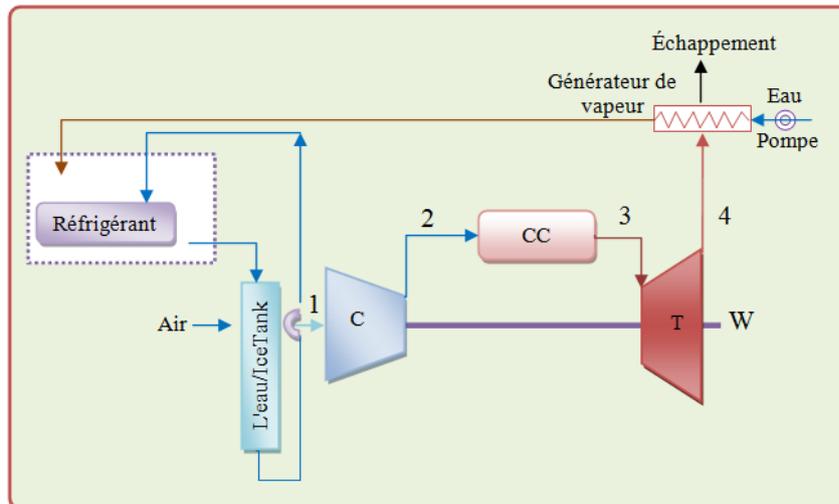


Figure 2-17 : Système de stockage thermique d'entrée.

2.10.2. Injection d'air comprimé, de vapeur ou d'eau :

- Injection humidifiée et de l'air chauffé comprimé : L'air comprimé provenant d'un compresseur séparé est chauffé et humidifié à environ 60% par l'utilisation d'une chaudière de récupération, puis injecté dans le refoulement du compresseur.
- Injection de vapeur : Obtenue par l'utilisation d'une chaudière de récupération à basse pression en une seule étape, à la sortie du compresseur et / ou l'injection dans la chambre de combustion.
- Injection d'eau : Mi-compresseur est utilisé pour refroidir l'air comprimé et ajouter ainsi un débit massique pour le système.

2.10.2.1. Injection d'eau au milieu du compresseur :

Dans ce système, l'eau est injectée dans le milieu des étages du compresseur pour refroidir l'air et atteindre un processus de compression isotherme comme indiqué sur la Figure 2-18. L'eau injectée est pulvérisée pour qu'elle sorte à très fines gouttelettes et s'introduit dans l'air. L'eau est évaporée lorsqu'elle entre en contact avec la haute pression et le flux d'air de température élevée. Comme l'eau s'évapore, elle consomme environ 1117 kJ (chaleur latente de vaporisation) à la pression et la température plus élevée, entraîne une diminution de la température du flux d'air entrant dans l'étape suivante. Cela réduit le travail nécessaire pour entraîner le compresseur. Le refroidissement de l'air comprimé a été appliqué avec succès sur des moteurs à haute pression. Ce système peut être combiné avec d'autres systèmes.

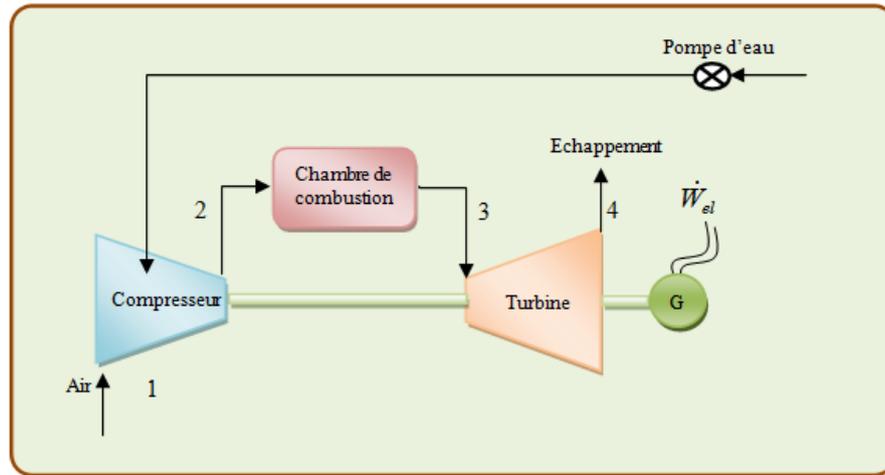


Figure 2-18: Refroidissement au milieu du compresseur (Injection d'eau).

2.10.2.2. L'injection d'air comprimé humidifié et chauffé :

L'air est comprimé à partir d'un compresseur séparé est chauffé et humidifié à environ 60% par l'utilisation d'une chaudière de récupération, puis injecté dans le refoulement du compresseur. La Figure 2-19 montre une unité d'injection d'air comprimé, ce qui comprend les principaux éléments suivants :

1. Une turbine à combustion commerciale avec le système d'injection, situé en amont de la chambre de combustion, l'air humidifié fourni de l'extérieur et préchauffé et comprimé. L'ingénierie et les aspects mécaniques de l'injection d'air est similaire à l'injection de vapeur pour l'augmentation de puissance.
2. Un compresseur supplémentaire pour fournir un débit d'air en amont des chambres de combustion.
3. Une colonne de saturation pour l'humidification de l'air ainsi que le préchauffage.
4. Chauffe-eau de récupération et le réchauffeur d'air saturé.
5. Balance d'équipement usine et des systèmes, y compris la tuyauterie d'interconnexion, vannes, commandes, etc.

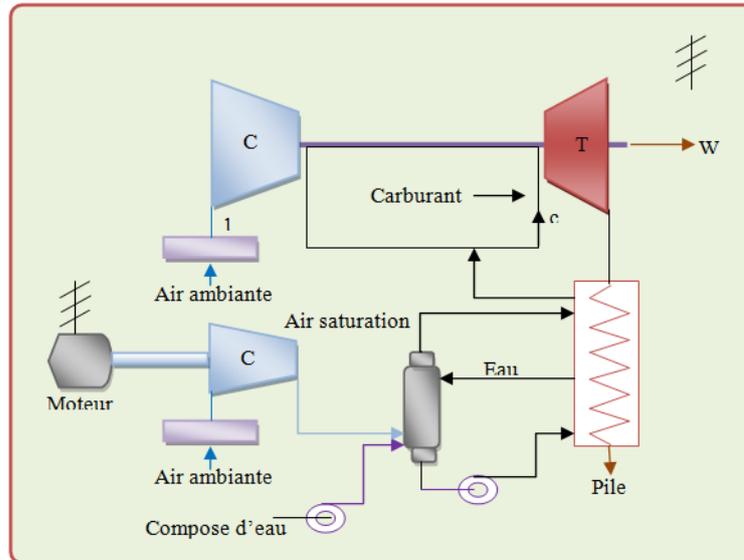


Figure 2-19 : Système d'injection d'air comprimé chauffé et humidifié.

2.10.2.3. L'injection d'eau ou de vapeur à la sortie du compresseur de la Tàg :

L'injection de vapeur ou d'eau a souvent été utilisée pour augmenter l'énergie produite par la turbine (Figure 2-20). La vapeur peut être produite à partir des gaz d'échappement de la Tàg. Le HRSG pour une telle unité est très élémentaire lorsque les pressions sont faibles. Cette technique de puissance augmente le rendement de la turbine. La quantité de vapeur est limitée à environ 12% du flux d'air, ce qui peut entraîner une augmentation de puissance d'environ 25%. Les limites du générateur peuvent restreindre la quantité d'énergie, qui peut être ajoutée. Le coût de ces systèmes se ramène à 100\$/kW.

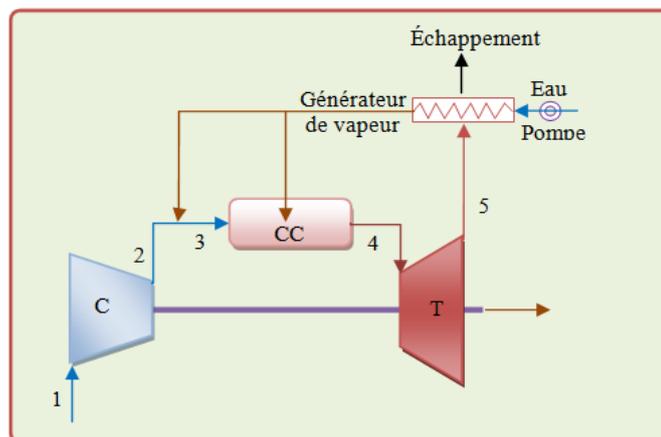


Figure 2-20 : L'injection de vapeur à la sortie du compresseur dans la chambre de combustion.

2.10.2.4. L'injection de vapeur dans la CC utilise des gicleurs à double carburant :

L'injection de vapeur dans la chambre de combustion a été couramment utilisée pour le contrôle des NO_x , comme indiqué sur la Figure 2-21. La quantité de vapeur qui peut être ajoutée, est limitée en raison des problèmes de combustion. Ceci est limité à environ 2-3% du flux d'air. Cela donnerait un supplément de 5.3% de la puissance nominale. Les gicleurs à double carburant sur la plupart des turbines industrielles pouvaient facilement être adaptés pour atteindre l'objectif d'injection de vapeur. La vapeur serait produite en utilisant une chaudière de récupération. Des turbines multiples pourraient aussi être intégrées dans une chaudière de récupération.

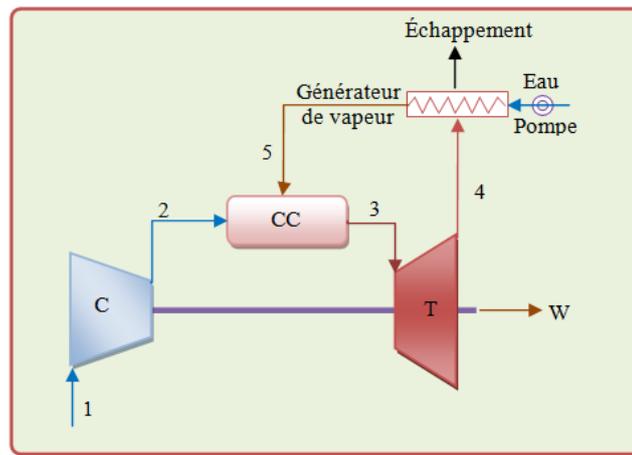


Figure 2-21 : L'injection de vapeur dans la chambre de combustion.

2.10.2.5. Combinaison de refroidissement par évaporation et injection de vapeur :

La combinaison des techniques ci-dessous doit également être étudiée, car aucune de ces techniques n'est exclusive, elle peut être facilement utilisée en conjonction avec les autres combinaisons. La Figure 2-22 montre comment combiner le refroidissement par évaporation d'entrée avec injection de vapeur dans la sortie du compresseur et dans la chambre de combustion. Dans ce système, la puissance est augmentée en bénéficiant du refroidissement de l'air, en plus de l'ajout de la vapeur.

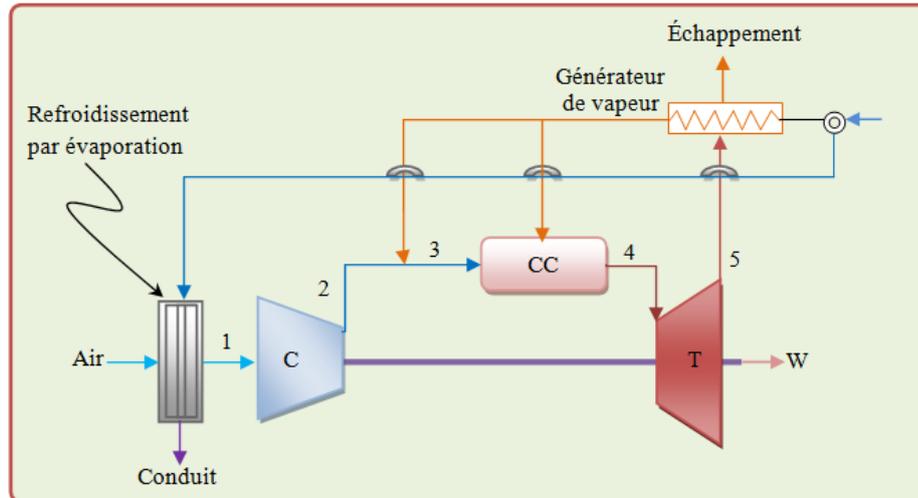


Figure 2-22 : Refroidissement par évaporation et par injection de vapeur dans une Tàg.

2. 11. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur le développement du cycle simple de la Tàg.

En effet, les différentes méthodologies utilisées dans l'industrie ont été mentionnées dans ce chapitre. Cela a permis de rappeler quelques notions concernant les méthodes de fonctionnement de la Tàg, ainsi que les cycles d'amélioration de leurs performances.

Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des Tàg et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser.

CHAPITRE 3 :

Les méthodes de refroidissement

3. 1. Introduction :

Les Tàg absorbent un volume constant d'air, quelque soit la température ambiante. Quand la température augmente, la puissance de la turbine baisse. Il existe plusieurs méthodes éprouvées pour refroidir l'air et augmenter sa densité pour que la turbine absorbe une masse d'air supérieure. Dans ce cas, nous étudions l'installation d'une Tàg, en précisant les organes de fonctionnement depuis l'entrée de l'air jusqu'à l'échappement, ainsi que les méthodes d'amélioration de refroidissement de l'air d'admission, entre autres, le cycle que nous avons proposé.

3. 2. Les méthodes actuellement préférées par l'industrie :

L'industrie a mis en œuvre différents systèmes pour réduire la température provenant de l'air ambiante. Ces systèmes peuvent être divisés en six catégories :

1. Le système de réfrigération mécanique direct.
2. Le système de réfrigération mécanique indirect.
3. Le système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau réfrigérée.
4. Le système de refroidissement d'admission de la température de l'air par absorption [40].
5. Le système à brouillard haute pression.
6. Le refroidissement par évaporation.

3.2.1. Système de réfrigération mécanique indirect :

Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur.

Ondryas et col [60] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac. La Figure 3-1 montre un schéma de Tàg avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ». Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des Tàg, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [40].

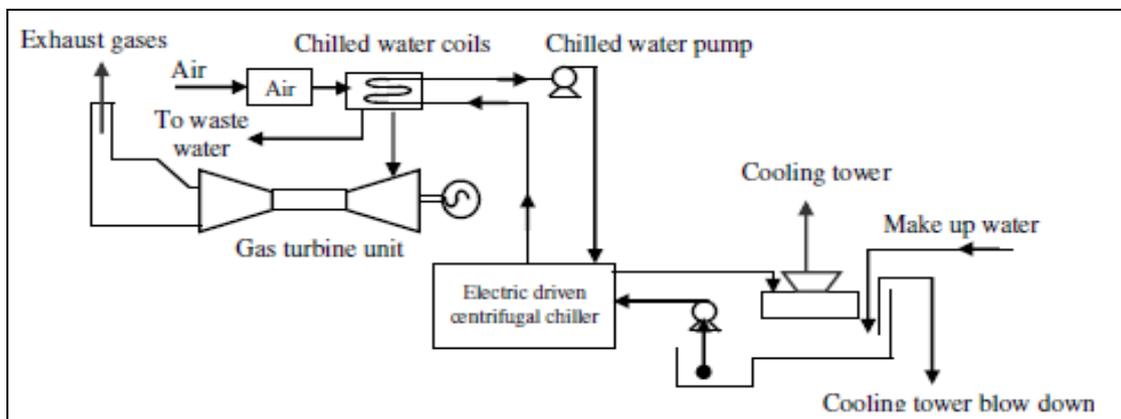


Figure 3-1 : Turbine à gaz avec refroidisseur mécanique.

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 kw / MWGT, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [69].

3.2.2. Système de réfrigération mécanique direct :

Lucia et col [49] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la Tàg d'une centrale avec et sans un système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur la Figure 3-2, elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de Tàg ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées.

Avec la solution couplée, les deux types de systèmes de refroidissement ont été utilisés ensemble, malgré l'augmentation du coût de l'usine. Ils ont conclu que, dans le climat italien, la puissance de sortie de la turbine peut augmenter de 18 à 19%, si l'entrée d'air du compresseur est refroidie à 10°C. L'énergie encore plus grande et les avantages économiques peuvent être envisagés pour les sites où les températures moyennes sont relativement plus élevées.

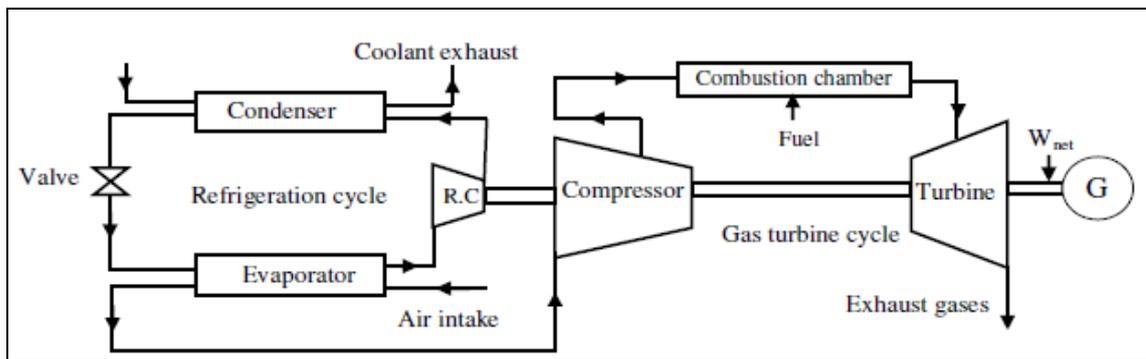


Figure 3-2 : Schéma d'une Tàg avec l'air réfrigéré à l'entrée du compresseur

3.2.3. Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée

Ameri et col [9] ont étudié le rendement de la turbine avec amplificateur de puissance en option et avec refroidisseurs mécaniques à système de stockage thermique, qui est présenté dans la Figure 3-3. Pendant les heures creuses, l'opération peut prendre avantage des taux plus faibles électriques en opérant refroidisseurs mécaniques qui produisent de l'eau froide pour le système de stockage thermique. Paepe et col [61] ont recommandé que stockage en pleine taille thermique réduirait la taille globale du profil de la charge de refroidissement maximale et équilibrerait la production d'eau glacé sur la période creuse.

Une amélioration significative de la production d'électricité de plus de 20% est rapportée.

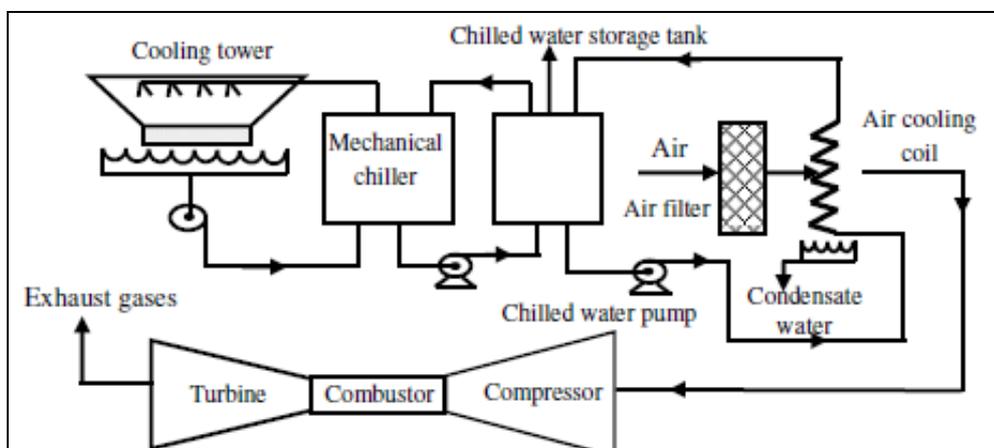


Figure 3-3 : Refroidisseur mécanique avec un système de stockage d'eau.

3.2.4. Système de refroidissement d'air par absorption :

Le refroidisseur par absorption (**LiBr**) devait stimuler la puissance de sortie de Tàg. La Figure 3-4 montre le système de refroidissement d'air d'admission par absorption. Il nécessite une source à faible teneur thermique pour entraîner le réfrigérant hors du **LiBr** dans le générateur. La source de chaleur dans leur étude était une machine à vapeur à faible teneur, à partir de générateurs de chaleur existant de vapeur à récupération, dans la cogénération [8, 16]. La valeur de la vapeur extraite doit être comparée à la valeur de l'augmentation de puissance pendant les heures de pointe. Le coût de deux étapes du refroidisseur à absorption **LiBr** est deux fois le coût du refroidisseur mécanique [50, 57]. Cependant, le calcul économique a examiné 17% pour le taux d'intérêt intérieur, 7% pour le taux d'intérêt étranger et 20 ans pour la vie de l'équipement [8, 40, 48].

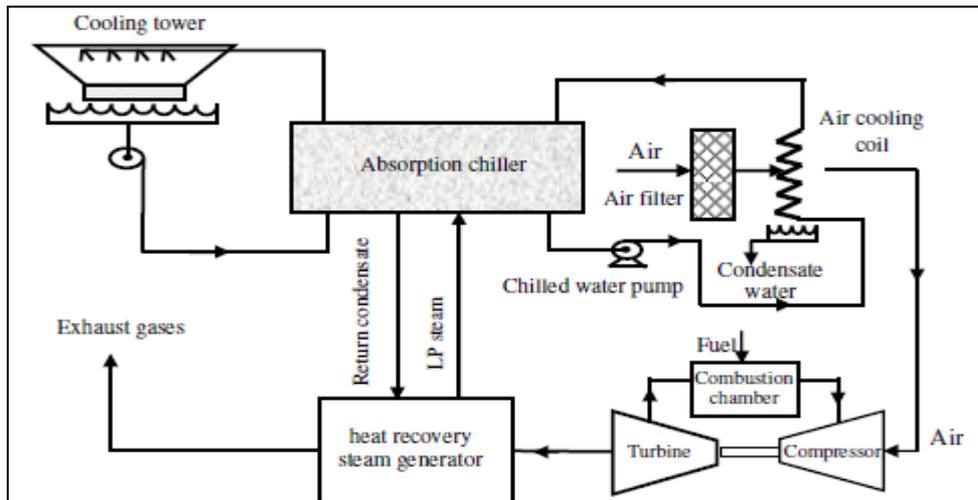


Figure 3-4 : Système de refroidissement de l'air à l'entrée par absorption

La vapeur est utilisée pour atteindre 15°C de la température d'air d'admission. Ce système de refroidissement consomme de la vapeur qui réduit la température à la sortie de la turbine. Elle réduit également la pression d'air d'entrée qui affecte les performances du compresseur [30].

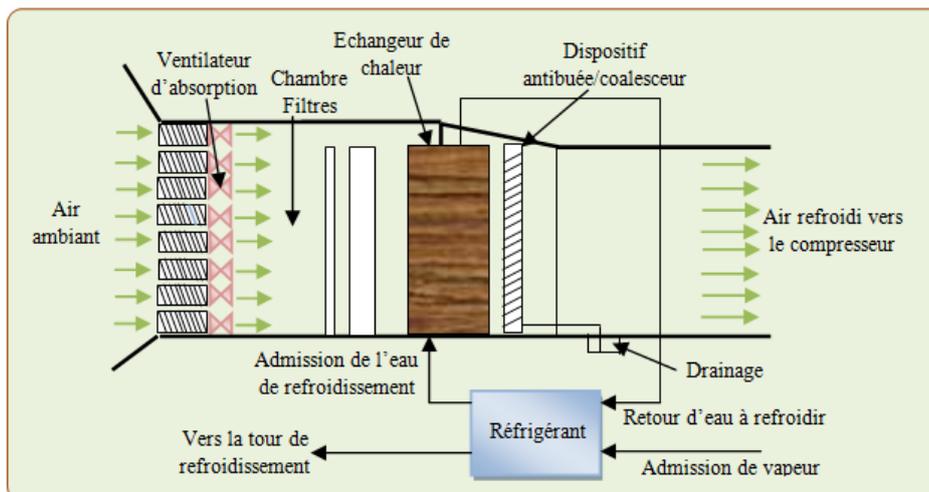


Figure 3-5 : Système de refroidissement de l'air par absorption.

3.2.5. Système à brouillard haute pression:

Il est semblable au refroidissement par évaporation, l'eau est vaporisée en milliards de super-petites gouttelettes, créant ainsi une grande surface d'évaporation. Avec arrangement sur le refroidissement de brouillard, on peut produire plus de puissance. Une fois que le brouillard s'évapore dans le compresseur, il refroidit l'air et le rend plus dense. Cela accélère le débit massique total de l'air à travers la turbine, ce qui donne une augmentation de la puissance supplémentaire. Toutefois, les limites de ce système n'ont pas été totalement étudiées. On peut avoir un inconvénient possible en cas de gouttelettes d'eau trop grandes, c'est la possibilité de la section du compresseur de s'éroder. En se refroidissant, le brouillard général donne un surcroît de puissance d'environ 0,5% pour chaque 1°F de refroidissement (0,9 % par °C). Le refroidissement du brouillard donne un surcroît de puissance d'environ 5% pour chaque 1% (de débit massique de l'air) du brouillard injecté [62].

3.2.6. Système à refroidisseur par évaporation :

Ce système fonctionne sur le principe de diminution de la température d'un flux d'air par évaporation de l'eau. Le processus de la transformation de l'eau à l'état vapeur nécessite de l'énergie qui est tirée du flux d'air. Le résultat était l'air plus frais et plus humide. L'efficacité d'un système de refroidissement par évaporation dépend de la surface de l'eau exposée aux courants d'air et le temps de séjour. La performance du système est limitée par la quantité d'humidité présente dans l'air, il fonctionne bien dans la zone de faible humidité [30].

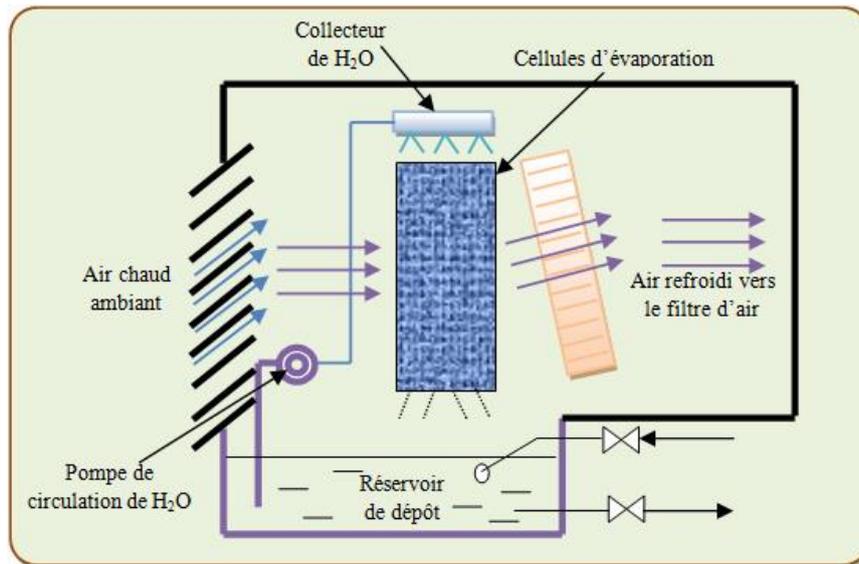


Figure 3-6 : Refroidissement par évaporation

Pour améliorer les performances du Tàg, les médias stricts de refroidissement par évaporation ont été utilisés pour augmenter la densité de l'air de combustion; ce qui augmente la puissance de la sortie. La Figure 3-7 montre le schéma de principe rigide de refroidisseur par évaporation. La surface d'évaporation est un tampon poreux saturé. L'eau introduite à travers une tête en haut du support et vaporisée dans la partie supérieure d'un demi-tube inversé et est déviée vers le bas sur un bloc de distribution en sommet du support [37]. L'eau s'écoule à travers le tampon de distribution dans les médias, par action de la gravité vers le bas à travers elle, et mouillée la zone énorme de la surface des médias qui était en contact par l'air passant à travers le refroidisseur [14]. Selon [37], l'augmentation de la densité de l'air réalisée par évaporation de l'eau dans l'air d'admission, ce qui diminue sa température et augmente sa densité. La vapeur d'eau passe à travers la turbine, en causant une augmentation négligeable de la consommation de carburant. L'eau utilisée avec des refroidisseurs par évaporation contient souvent des sels dissous tels que le sodium et des chlorures de potassium, qui, en combinaison avec du soufre dans le carburant, les ingrédients principaux du formulaire dans la corrosion du gaz chaud. Pour cette raison, la qualité de l'eau et la prévention de l'eau report sont des considérations importantes dans l'utilisation de refroidisseurs à évaporation [37].

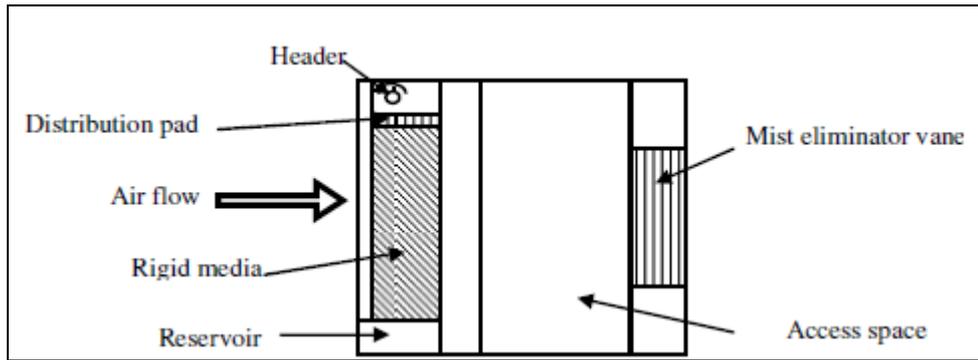
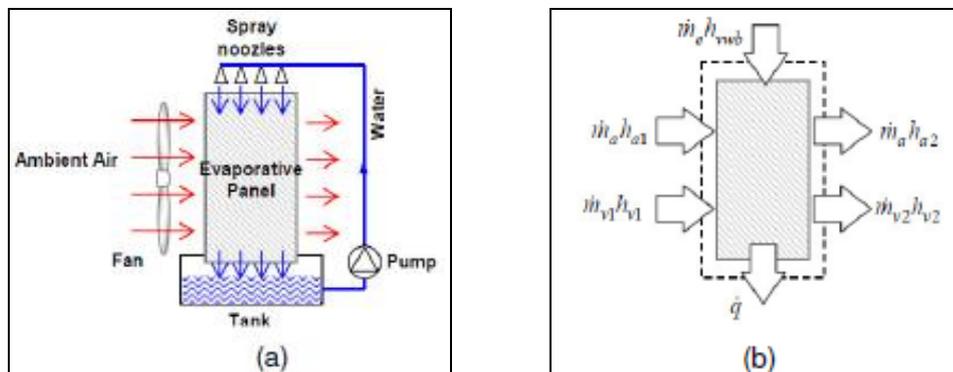


Figure 3-7 : Le support rigide refroidisseur par évaporation

Le processus de refroidissement par évaporation directe travaille essentiellement avec la conversion de la chaleur sensible à la chaleur latente. L'air ambiant est refroidi par évaporation de l'eau de la surface mouillée du panneau à l'air [76]. L'ajout de vapeur d'eau à l'air augmente sa chaleur latente et l'humidité relative. Si le procédé est adiabatique, cette augmentation de la chaleur latente est compensée par une réduction de la chaleur sensible et la réduction consécutive de la température sèche de l'air lorsque le processus est adiabatique. La Figure 3-8 montre le schéma et le volume de contrôle du refroidisseur par évaporation directe. Le modèle utilisé dans le panneau d'évaporation sur la base de bilans matière et énergie ainsi que dans les corrélations empiriques disponibles pour les panneaux commerciaux par évaporation. La modélisation du cycle de Tàg basé sur les nombres adimensionnels obtenus à partir des cartes de performance de reproduction rendement réel du compresseur et la turbine. Les résultats de simulation à partir de l'analyse de l'influence du conditionnement d'air par évaporation fournie à une centrale électrique à Tàg permettent à la fois de confirmer et de quantifier les gains attendus dans la production d'électricité. Par ailleurs, la performance de l'amélioration est un aspect important lié à la réduction des Nox dans les émissions des chambres de combustion [52].



(a) Schéma du diagramme

(b) panneau de contrôle volume

Figure 3-8 : Panneau évaporation directe

Pour le système de refroidissement d'air d'entrée de Tàg, il est conseillé que le refroidisseur par évaporation ait placé après le filtre d'air d'admission pas avant, ce qui est montré dans la Figure 3-9. Cet arrangement a protégé les médias de la poussière et autres contaminants de l'air qui, autrement, empiéter sur elle. Le refroidissement par évaporation implique le transfert de chaleur et de masse, qui se produit lorsque l'eau et l'air mélange en contact [32]. Ce transfert est une fonction des différences de température et des pressions de vapeur entre l'air et l'eau. La chaleur et de transfert de masse sont à la fois dans le dispositif refroidisseur évaporateur en raison du transfert de chaleur de l'air à l'eau évaporée, et l'évaporation d'eau dans l'air constitue un transfert de masse [5].

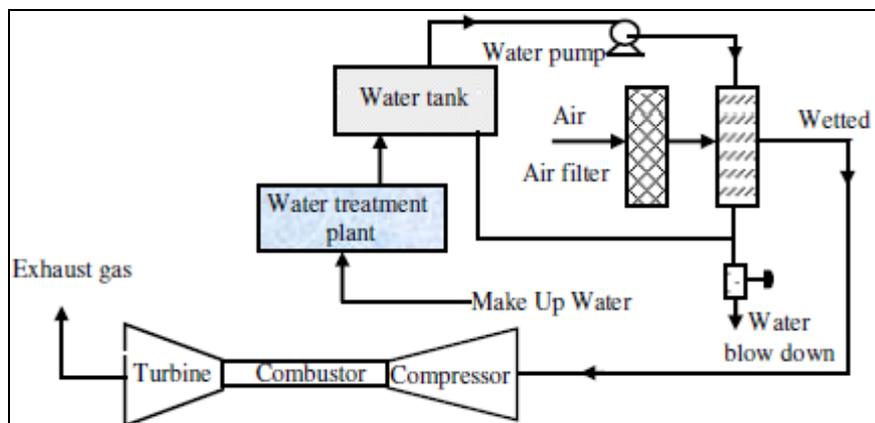


Figure 3-9 : Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau.

3. 3. Description du système à refroidissement par évaporation :

Un refroidisseur par évaporation produit un refroidissement efficace en combinant un processus naturel, l'évaporation de l'eau avec l'air en mouvement dans un système. L'air frais extérieur est tiré à travers des tampons humides où il est refroidi par évaporation et absorbé par des ventilateurs pour comprimer l'air. Par ce procédé, on peut réduire la température extérieure jusqu'à 30 degrés.

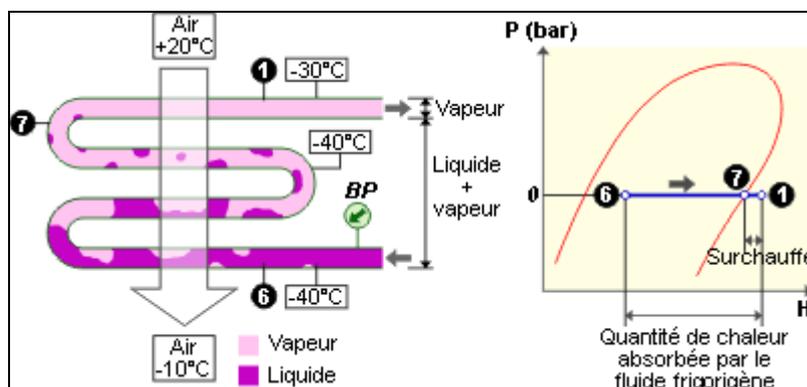


Figure 3-10 : Schéma de fonctionnement du refroidissement par évaporation

3.3.1. Les types de tours de refroidissement :

Il existe trois types distincts de tours de refroidissement :

- Tour de refroidissement ouverte ;
- Tour de refroidissement fermée et condenseur à évaporation ;
- Tour de refroidissement hybride.

3.3.2. Tour de refroidissement ouverte :

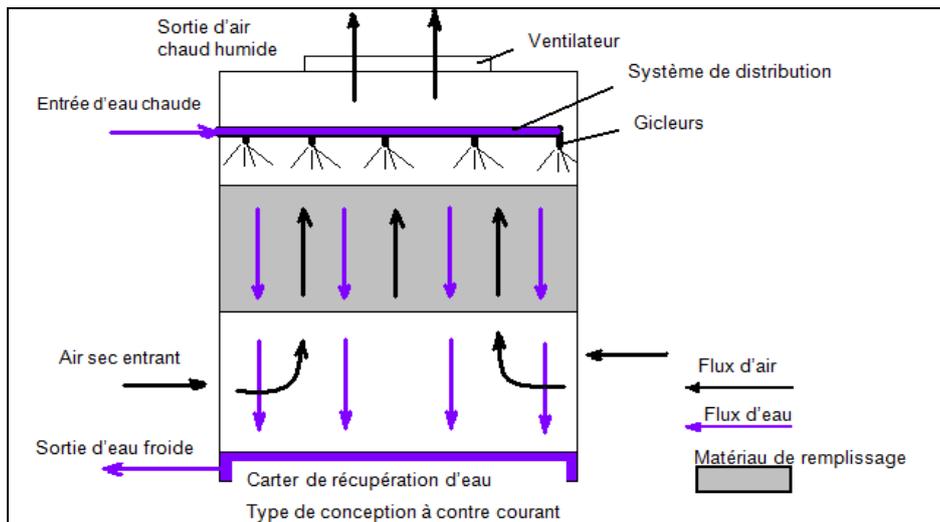


Figure 3-11 : Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte

Fonctionnement :

De l'eau chaude en provenance d'un processus est diffusée par le haut à l'intérieur d'une tour de refroidissement et descend progressivement par gravité. Au même temps, l'air est pulsé verticalement dans le sens inverse afin que les deux fluides se mélangent. L'eau s'évapore partiellement et absorbe de la chaleur de l'air aspire. En bas de la tour, l'eau refroidie est accumulée dans un collecteur et peut être réutilisée par le processus de refroidissement [47].

3.3.3. Tour de refroidissement fermée avec condenseur à évaporation :

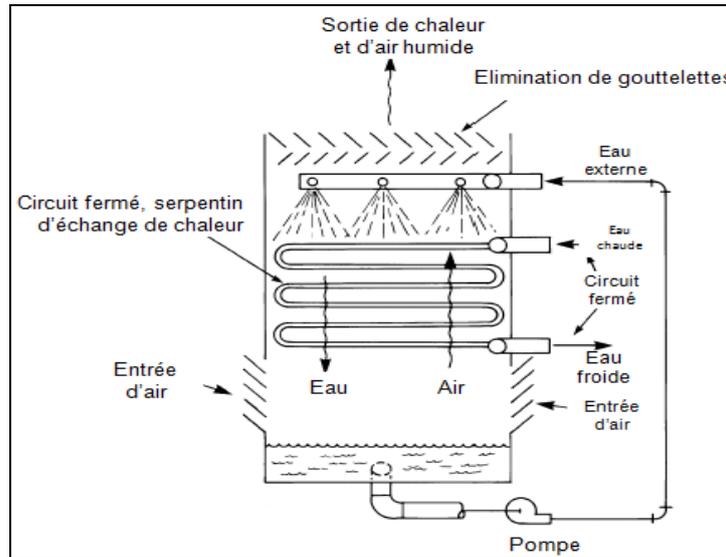


Figure 3-12 : Principe de fonctionnement d'un condenseur à évaporation

Le principe est le même que celui d'une tour à refroidissement fermé, à la nuance près que le fluide réfrigérant, à l'entrée est sous forme gazeuse puis condensée sous forme liquide dans le condenseur alors que dans la tour fermée, l'eau est simplement refroidie [47].

Les condenseurs à évaporation permettent d'absorber la chaleur de nombreux types de systèmes. Le principe de fonctionnement est le suivant : la vapeur à condenser circule le long d'un serpentin de condensation maintenu humide en permanence sur sa partie extérieure grâce à un système de circulation de l'eau (fonctionne sur le même principe qu'une tour de refroidissement ouverte). De l'air est pulsé sur le serpentin de telle façon qu'une petite partie de l'eau en circulation s'évapore. Le processus d'évaporation utilise l'énergie du réfrigérant gazeux à l'intérieur du serpentin entraînant ainsi sa condensation.

3.3.4. Tour de refroidissement hybride :

Selon les conditions externes, trois types de fonctionnement existent pour ce type de tour :

- Mode sec (à l'instar d'un climatiseur sec) ;
- Mode adiabatique (à l'instar d'une tour de refroidissement fermée) ;
- Mode sec-humide (combinaison permettant d'obtenir des performances maximales).

Du fait du niveau élevé de l'investissement initial (environ 5 fois supérieur à celui d'une tour de refroidissement fermée), les tours de refroidissement hybrides ne présentent un intérêt que si le coût de l'eau est supérieur à 1,5 €/m³. De ce fait, les tours de refroidissement hybrides ne

présentent un intérêt que dans le cadre de la réduction des émissions de vapeur d'eau. Le point fort de cette technique est de mettre l'accent plus sur l'économie d'eau que sur celle de l'énergie.

3. 4. Le système proposé (cycle de fonctionnement) :

On propose un cycle simple ouvert de Tàg, en ajoutant à l'entrée de l'air d'admission du compresseur un système de refroidissant par évaporation comme le montre la (Figure 3-13). On place l'évaporateur dans la conduite d'admission. Le refroidissement direct est réalisé par l'évaporation de l'eau pulvérisée dans un refroidisseur par évaporation installée en amont de l'entrée du compresseur. L'air froid pénètre dans le compresseur à l'état 1. Pour étudier l'effet des différents paramètres de chacun des systèmes on propose de les analyser séparément.

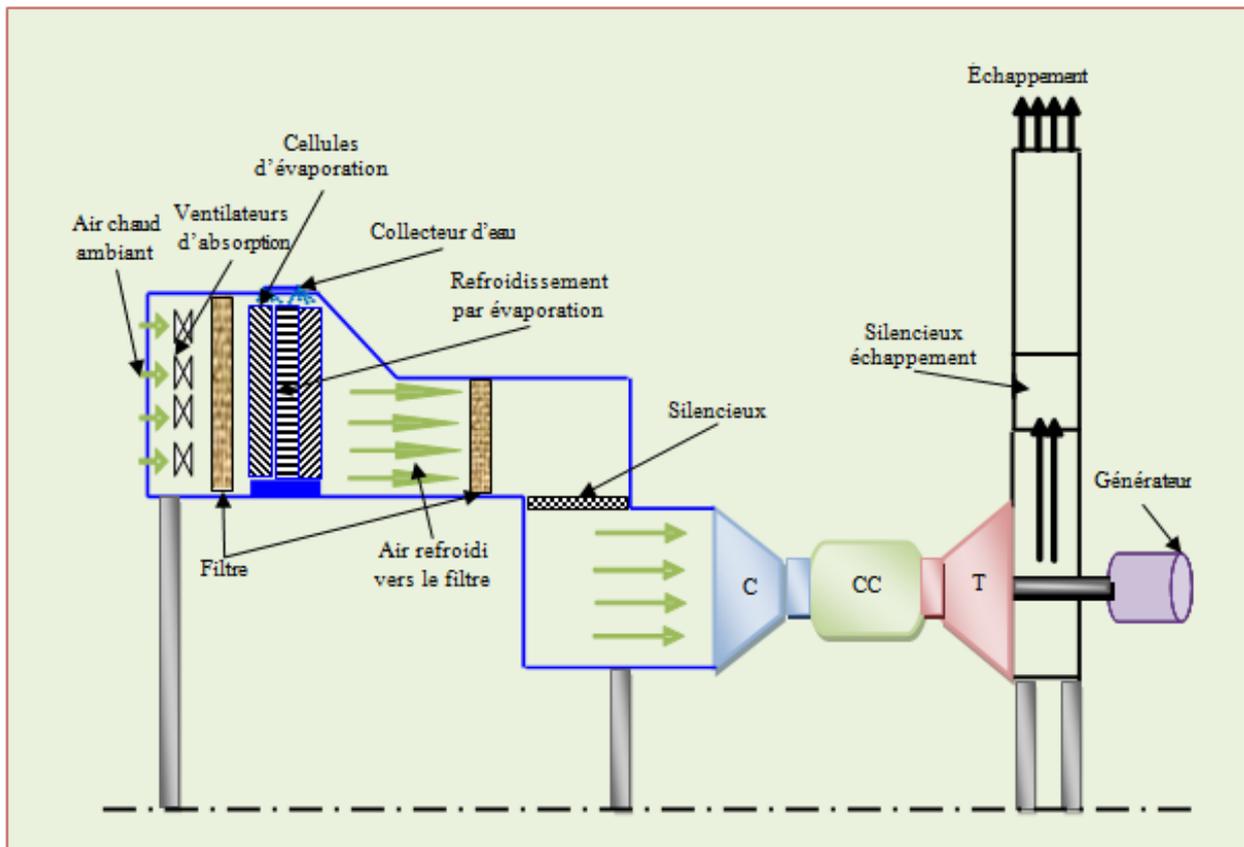


Figure 3-13 : Schéma du système proposé (cycle avec refroidissement par évaporation).

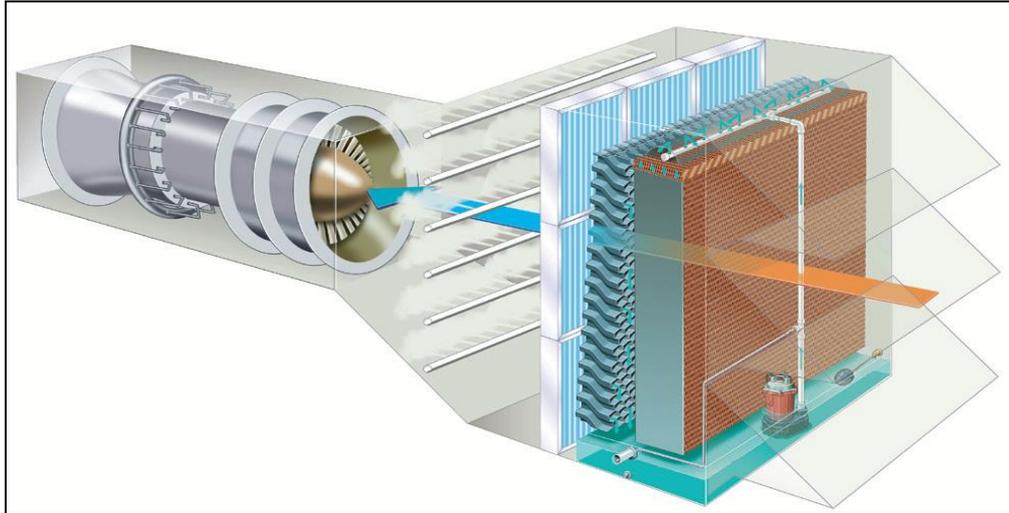


Figure 3-14 : Schéma d'approche réel du système proposé.

3.4.1. Description de l'installation :

3.4.1.1. Système d'admission (filtration) :

Le système de filtration est très important au niveau des Tàg .On trouve les filtres sur les circuits d'aspiration d'air neuf extérieurs, les circuits d'air repris avant recyclage, les circuits de distribution d'air dans les locaux, les circuits d'air repris avant rejet vers l'extérieur, et les circuits d'air repris avant la batterie de récupération de chaleur.

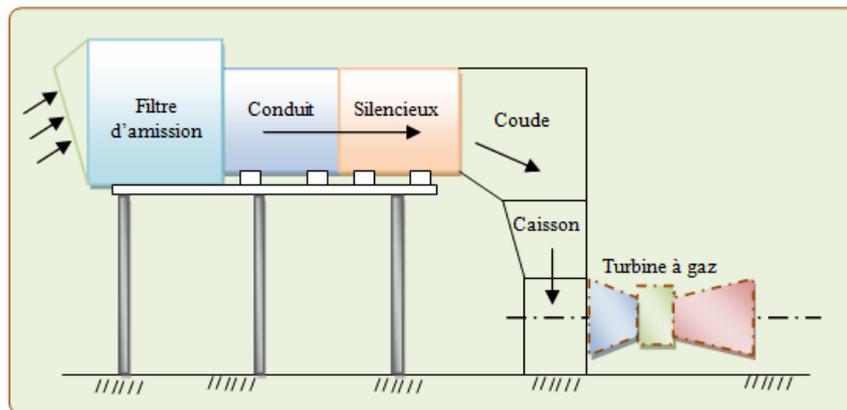


Figure 3-15 : Système typique d'admission

3.4.1.2. Les objectifs de la filtration

Débarrasser l'air des polluants : champignons et bactéries allergènes et pathogènes, des particules de fibre de verre.

Protéger les équipements des locaux (électroniques, photographies,...) contre les poussières pour augmenter leur durée de vie et diminuer leur frais de maintenance.

Protéger l'installation de ventilations elle-même. Sans filtration, des dépôts apparaissent dans les conduits.

Éviter la propagation d'incendie par les poussières et les risques d'explosion.

Protéger les terrasses et toitures en n'évacuant pas les particules directement vers l'extérieur.

3.4.1.3. Fonctionnement

Dans ces filtres, l'air à épurer traverse une couche poreuse ou fibreuse dans laquelle il abandonne ses poussières. C'est le mode de filtration de l'air actuellement le plus répandu, tant pour la pré-filtration "de protection" que pour la filtration de "confort", de salubrité (immeubles, bureaux), de haute et de très haute efficacité (salles blanches, salles d'opération "stériles").

Dans ce type de filtre, l'interception des poussières se fait par :

Tamisage (ou effet de crible) : les trous d'élément filtrant aient des dimensions inférieures à celles des particules.

Impact (ou effet d'inertie) : les particules lourdes ne sont pas entraînées, elles s'attachent alors à la fibre à l'endroit de l'impact.

Interception (ou effet de barrage) : les petites particules légères seront interceptées, si leur centre passe à une distance de la fibre inférieure à leur rayon.

Diffusion : les particules aient un mouvement vibratoire dû aux mouvements des molécules d'air.

3.4.2. Turbine à gaz (Tàg) :

La Tàg peut être considérée comme une machine autonome tournante à écoulement continu, elle est l'un des moteurs thermiques à combustion interne, dans toute notre étude nous utilisons le modèle MS5002. Le choix de ce type de machine est dicté par son importance dans l'industrie des hydrocarbures.

3.4.3. Principe de fonctionnement

- ✓ Elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- ✓ Elle le comprime à une pression plus élevée ;
- ✓ Elle augmente aussi le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant le gaz (carburant) et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion ;

- ✓ Elle achemine le mélange air- gaz à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre, ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine entraînée, couplée avec la Tàg au moyen d'un accouplement, et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- ✓ Elle décharge en suite à l'atmosphère les gaz d'échappement à basse pression résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

3.4.3.1. Éléments principaux d'une turbine à gaz :

Une Tàg simple est composée de trois éléments principaux montrés dans la figure suivante [30] :

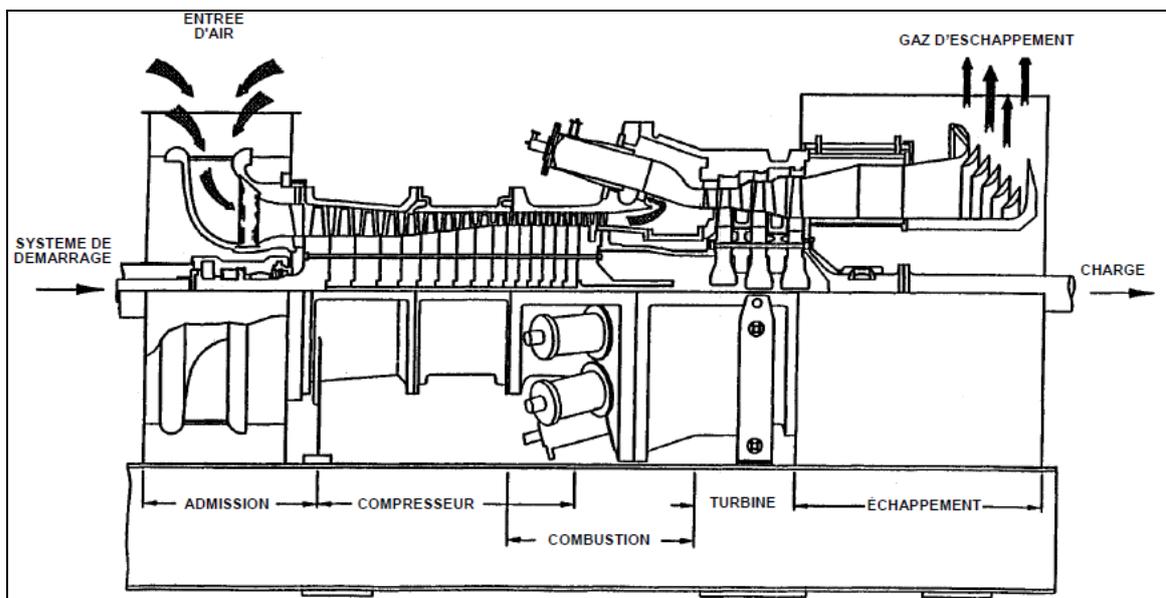


Figure 3-16 : Schéma simplifié des éléments principaux de la Tàg.

a. Compresseur (Section de compression) :

Il se compose d'une série d'étages d'aubes orientables. Le nombre d'étages est lié à la structure de la Tàg et, surtout, au taux de compression à obtenir. Généralement, le compresseur est axial son rôle est de comprimer l'air ambiant à une pression comprise entre 4 et 30 bars environ.

Sur le côté d'admission du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (IGV), dont le but primaire est de diriger l'air, fourni par le système d'aspiration, vers le premier étage des aubes du rotor. Une autre fonction importante des IGV est d'assurer le comportement fluide-dynamique correct du compresseur sous différents régimes transitoires de fonctionnement (par exemple,

pendant le démarrage et l'arrêt) quand, en raison de différentes vitesses de fonctionnement par rapport à la vitesse de fonctionnement normale, l'angle d'ouverture des IGV est modifié : ceci sert à changer le taux de refoulement de l'air et à reconstituer les triangles idéaux de vitesses durant les régimes transitoires.

Sur le côté du refoulement du compresseur il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie ou EGV, nécessaires pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

b. Chambre de combustion (section de combustion) :

Elle se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, dans lesquelles est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente son enthalpie.

Dans chaque chambre l'air entre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds. Il s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui reste est employé pour refroidir les gaz chauds après la combustion, en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

La combustion est déclenchée par une ou plusieurs bougies d'allumage. Une fois déclenchée, la combustion continue sans intervention, aussi longtemps que les conditions d'alimentation de combustible et d'air de combustion sont maintenues.

c. Turbine (section de la turbine) :

C'est le lieu où le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique.

L'étage du rotor assure la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et la suite de la conversion de l'énergie à lieu dans l'étage du stator. Cette conversion d'énergie faite, on obtient ainsi la puissance requise pour entraîner le compresseur d'alimentation et pour mettre en marche la machine entraînée (générateur, compresseur, etc.) reliée à la Tàg au moyen d'un accouplement.

L'énergie des gaz fournie par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation en combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaire pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement.

Chaque élément fonctionne de façon permanente, avec des conditions bien déterminées en amont et en aval. Le compresseur et la turbine sont généralement reliés au même arbre, et le travail utile fourni par le système est la différence des travaux de détente et de compression.

3.4.4. Système d'échappement :

Il a pour but l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine. Il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- ❖ Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant.
- ❖ Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- ❖ Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).

Les gaz d'échappement sont conduits après la turbine de détente dans le diffuseur. Il est formé d'un cône double comprenant des trous permettant l'accès au dernier palier du bloc thermique. Des déflecteurs placés dans la partie inférieure de la cheminée dirigent ces gaz vers le haut à travers des silencieux résistants aux hautes températures.

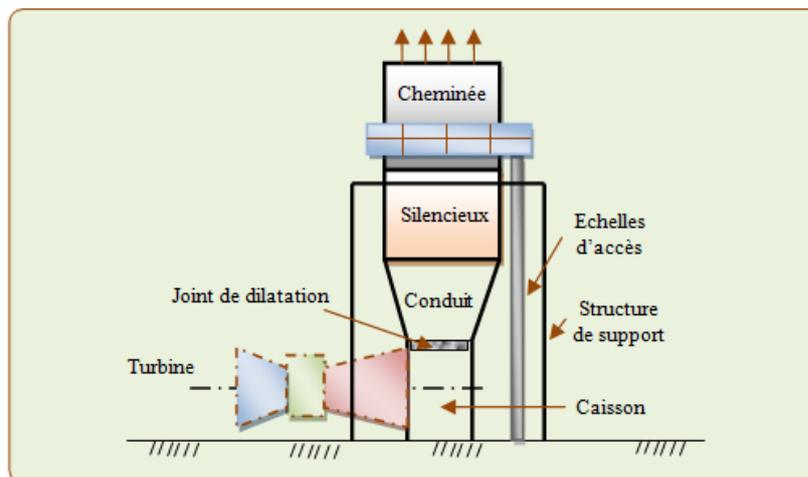


Figure 3-17 : Principaux éléments du système d'échappement

3. 5. Conclusion

Les techniques traitées précédemment mettent en évidence la nécessité de refroidir l'air d'admission pour améliorer les performances de la turbine à gaz. La diversité des systèmes utilisés pour réaliser la fonction de refroidissement reflète l'importance de cette technique pour l'amélioration des paramètres d'exploitation de la Tag dans les conditions in-situ.

CHAPITRE 4 :

Étude détaillée d'un cycle simple

4. 1. Introduction :

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions avec des conditions climatiques différentes. Afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose :

- a) d'après les données standards du constructeur ;
- b) d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et les performances de la turbine représentée à la Figure 4-1:

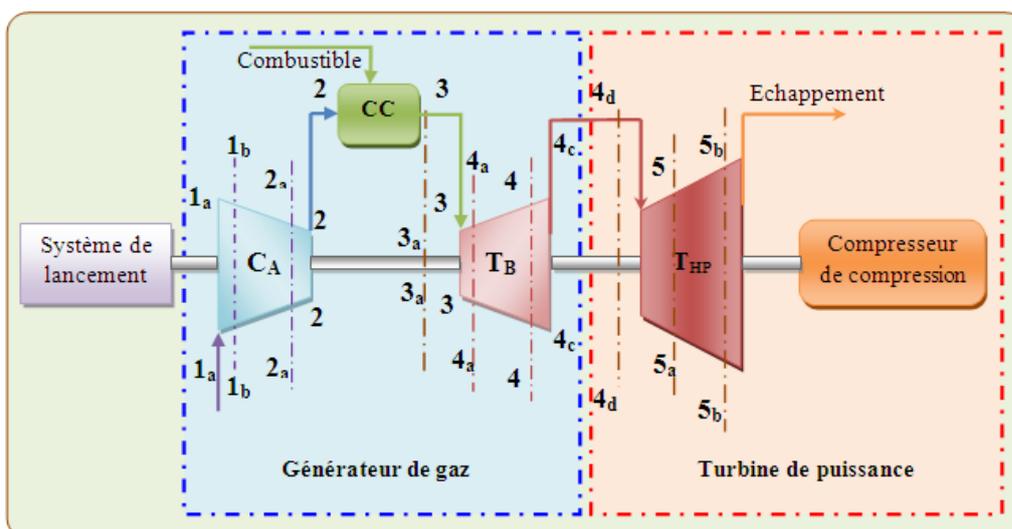


Figure 4-1 : Schéma thermique de l'installation de Tàg à deux arbres

Le cycle de la turbine dans les coordonnées T, S est représenté à la figure suivante:

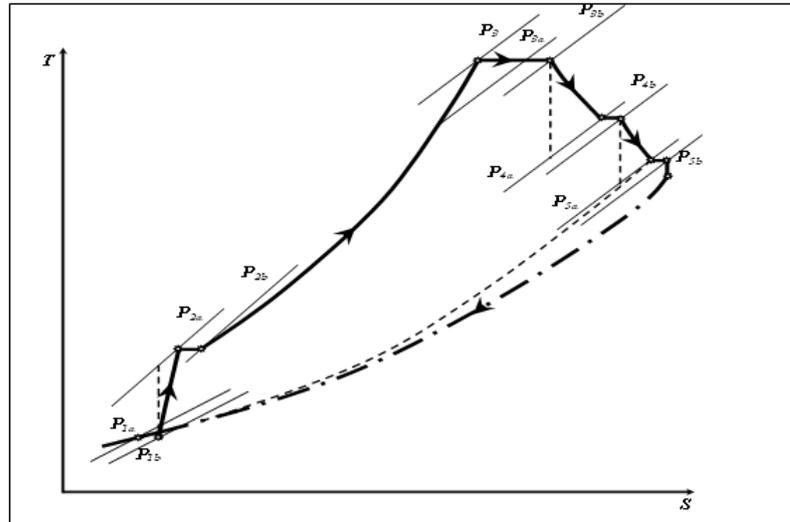


Figure 4-2 : Diagramme T.S

4. 2. Calcul thermodynamique :

La société SONATRACH utilise dans la plupart des stations de compression et de réinjections de gaz ainsi que dans les puits pétroliers des turbines à deux d'arbres. Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG MS5002 ayant un rapport de pression $\tau = 7$ et une puissance $P_u = 26 \text{ MW}$ (voir les caractéristiques de Tàg dans l'annexe A).

4. 3. Calcul thermodynamique à partir des données de constructeur :

Données de départ :

Les points particuliers du cycle de l'installation:

Numéro du point	Désignation
1	Entrée du compresseur axial
2	sortie du compresseur axial
2c	Entrée de la chambre de combustion
3	Sortie de la chambre de combustion
3 _{HP}	Entrée de la T _{HP}
4	sortie de la T _{HP}
4 _{BP}	Entrée de la T _{BP}
5	sortie de la T _{BP}

4.3.1. Les calculs

Toutes les applications numériques sont calculées et résumées dans un tableau à la fin de cette analyse analytique, on précise qu'on a utilisé les données du constructeur aux conditions standard et du cite d'installation de la Tàg.

Calcul du coefficient d'excès d'air α

Débit massique théorique de l'air (Le pouvoir comburivore du carburant) L_0 :

$$L_0 = \lambda_k \cdot Pci \quad (4.1)$$

$\lambda_k = 1.43 \cdot 10^{-3}$: caractéristique de MEKONOVALOV

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$Pci \cdot \eta_{cc} = \alpha \cdot \dot{m}_a \cdot C_{pa} (T_3 - T_{2c}) \quad (4.2)$$

La chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre température d'entrée $T_{2a}^* = 530K$ et de sortie T_3 de la chambre de combustion.

On calcule la température T_m moyenne entre la sortie de compresseur et la sortie de chambre de

combustion :

$$T_m = \frac{(T_{2c} + T_3)}{2}$$

D'après l'annexe en détermine la chaleur spécifique : $\alpha = \frac{(Pci \cdot \eta_{cc})}{L_0 \cdot C_{pa} (T_3 - T_{2a}^*)}$

Les paramètres après les filtres d'air :

$$T_0 = T_{amb} = 288 \text{ K}$$

$$P_0 = P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$$

La densité de l'air à l'entrée du filtre : $\rho_0 = \frac{P_0}{rT_0} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{286.288} = 1,23 \text{ Kg} / \text{m}^3$ (4.3)

$$P_0 = 1,013 \text{ bar}, \rho_0 = 1,23 \text{ kg} / \text{m}^3, T_0 = 288 \text{ K}$$

Paramètre d'air avant le premier étage du compresseur

La pression : $P_1 = P_0 - \Delta P_c$ (4.4)

Avec : $\Delta P_c = \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2} + \Delta P_{c3}$ (4.5)

ΔP_{c1} : perte de pression d'arrête dans le filtre d'air ;

ΔP_{c2} : perte de pression dans la conduite ;

ΔP_{c3} : perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

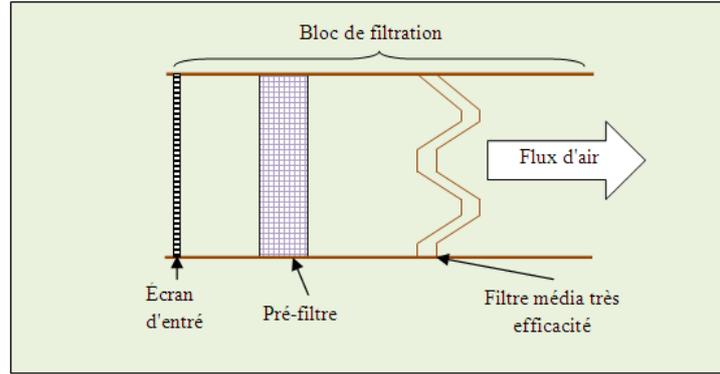


Figure 4-3 : Bloc de filtration

- ❖ La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une Tàg moderne est très faible, elle est d'habitude entre 50 et 250 mmH₂O, on prend $P_{c1} = 0,02 \text{ bar}$.
- ❖ Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air V_a qui est de 30 à 50 m/s.

On a les pertes de pression sont égales :

$$\Delta P_{c2} = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{V_a^2}{2}$$

Admettant que la perte de pression dans cette conduite du compresseur est égale à $\Delta P_2 = 50 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,006 \text{ bar}$.

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminé par la formule

suivante :

$$\Delta P_{c3} = \frac{1 - \eta_{dec}}{\eta_{dec}} \rho \frac{V_{sd}^2 - V_{ed}^2}{2} \quad (4.6)$$

Le rendement de diffuseur varie : $0,95 \geq \eta_{dec} \geq 0,85$ on pose $\eta_{dec} = 0,90$.

La vitesse V_{s2} : $200 \geq V_{s2} \geq 100$; on pose $V_{s2} = 120 \text{ m/s}$.

$$\Delta P_{c3} = \frac{(1 - 0,9)}{0,9 \cdot 1,23} \cdot \frac{(120^2 - 45^2)}{2} = 0,00845 \text{ bar}$$

$$\Delta P_c = (0,02 + 0,006 + 0,00845) = 0,03345 \approx 0,033 \text{ bar}$$

D'ou $P_1 = 1,013 - 0,033 = 0,980 \text{ bar}$

La température : $T_1 = T_0 = 288 \text{ K}$

La masse volumique :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{0,98 \cdot 10^5}{288 \cdot 286} = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.7)$$

$$P_1 = 0,980 \text{ bar}, \quad T_1 = 288 \text{ K}, \quad \rho_1 = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Paramètre d'air après le dernier étage du compresseur

La pression : $P_2 = \tau_p \cdot P_1 \Rightarrow P_2 = 7 \cdot 0,98 = 6,86 \text{ bar}$ (4.8)

La température théorique : $T_{2th} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{\tau_p^m}{\eta_{ic}} \right]$ (4.10)

Évaluant la température à la sortie du compresseur à $T_{2a} = 540 \text{ K}$, Alors la température moyenne de l'air dans le compresseur est : $T_m = \frac{T_1 + T_{2a}}{2}$ (4.11)

$$T_m = \frac{288 + 540}{2} = 414 \text{ K}$$

En utilisant l'annexe pour déterminer les valeurs moyennes de C_p et γ :

$$C_p = 1030 \text{ J/kg.K}, \quad \gamma = 1,396 \Rightarrow m = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0,284$$

Comme $r = m \cdot C_p \Rightarrow r = 289 \text{ J/kg}$

D'où : $T_2 = 288 \left[1 + \frac{7^{0,284} - 1}{0,87} \right] = 532,25 \text{ K}$

Et : $\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = \frac{6,68 \cdot 10^5}{289 \cdot 532,25} = 4,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (4.12)

Alors : $T_2 = 532,25 \text{ K}$, $P_2 = 6,86 \text{ bar}$, $\rho_2 = 4,46 \text{ kg/m}^3$

Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

$$P_{2c} = P_2 - \Delta P_{acc} \quad (4.13)$$

Où : $\Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2}$ (4.14)

ΔP_{acc1} : Perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur

$$\Delta P_{acc1} = (1 - \eta_{dsc}) \rho_2 \frac{V_{ed}^2 - V_{sd}^2}{2} \quad (4.15)$$

Où ; $\eta_{dsc} = 0,5$ à $0,7$ rendement du diffuseur à la sortie du compresseur $V_{sd} = 45 \text{ m/s}$

A.N. $\Delta P_{acc1} = (1 - 0,6) \cdot 4,491 \frac{120^2 - 45^2}{2} = 11115,22 \text{ Pa}$

ΔP_{acc2} : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion.

$$\Delta P_{acc2} = \varepsilon \cdot P_2 = 0,01 \cdot 6,86 = 0,0686 \quad (4.16)$$

A.N. $\Delta P_{acc} = \Delta P_{acc1} + \Delta P_{acc2} = 0,11115 + 0,0686$

$$\Delta P_{acc} = 17975,22 \text{ Pa}$$

$$P_{2c} = 6860000 - 17975,22$$

$$P_{2c} = 6,68 \text{ bar}$$

$$T_{2c} = T_2 = 532,25 \text{ K}$$

$$\rho_{2c} = \frac{6,68 \cdot 10^5}{287 \cdot 532,25} = 4,373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{2c} = 6,68 \text{ bar}, T_{2c} = 532,25 \text{ K}, \rho_{2c} = 4,373 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Les paramètres du gaz après la chambre de combustion :

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon P_{2c} = 6,68 - 0,01 \cdot 6,68 = 6,613 \text{ bar} \quad (4.17)$$

D'après l'annexe 2 :

$$T_3 = 1203 \text{ K} \Rightarrow \begin{cases} C_p = 1190 \text{ J / kg.k} \\ \gamma = 1.328 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,247 \\ r = 294 \text{ J / kg.k} \end{cases}$$

Alors :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = \frac{6,613 \cdot 10^5}{294 \cdot 1203} = 1,87 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.18)$$

$$T_3 = 1203 \text{ K}, P_3 = 6,613 \text{ bar}, \rho_3 = 1,87 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Les paramètres du gaz avant le premier étage de la T_{HP} :

$$P_{3HP} = P_3 - \Delta P_{HP} \quad (4.19)$$

Avec :

$$\Delta P_{HP} = \Delta P_{HP1} + \Delta P_{HP2} \quad (4.20)$$

ΔP_{HP1} : perte de pression dans la conduite.

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_3 + 0,005 \cdot 6,613 \cdot 10^5 = 3306,5 \text{ Pa} \quad (4.21)$$

ΔP_{HP2} : perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la T_{HP} :

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta_d}{\eta_d} \rho_3 \frac{V_{sd}^2 - V_{ed}^2}{2} = \frac{(1 - 0,9)}{0,9} 1,87 \frac{(110^2 - 45^2)}{2} \quad (4.22)$$

$$\Delta P_2 = 1046,68 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 3306,5 + 1046,68 = 4353,18 \text{ Pa}$$

$$P_{3HP} = 6,613 \cdot 10^5 - 4353,18 = 6,57 \text{ bar}$$

$$T_{3HP} = T_3 = 1203 \text{ K}$$

$$\rho_{3HP} = \frac{P_{3HP}}{r \cdot T_{3HP}} = \frac{6,57 \cdot 10^5}{294 \cdot 1203} = 1,857 \frac{kg}{m^3} \quad (4.23)$$

Alors : $T_{3HP} = 1203 K$, $P_{3HP} = 6,57 bar$, $\rho_{3HP} = 1,857 \frac{kg}{m^3}$

Les paramètres du gaz après le dernier étage de la T_{HP}

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendement mécanique du compresseur et de la T_{HP} , qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par exemple [63]) :

$$P_{cr} = P_{THP} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_c \left(\frac{1}{\eta_{mc}} \right) \dot{m}_a \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP}$$

$$W_c = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot W_{THP}$$

Alors nous obtenons : $C_{Pa} T_{1b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} (\tau_{cr}^{m_{air}} - 1) = \eta_{mcr} C_{Pg} T_{3b}^* \frac{1}{\eta_{cr}} \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{m_g})$ (4.24)

$$\begin{cases} T_1 = 288 K \\ T_2 = 532 K \end{cases} \Rightarrow T_m = 410 K \Rightarrow Cp_a = 1020 \frac{J}{kg} \cdot K$$

$$\begin{cases} r = 285,6 \frac{J}{kg} \cdot K \\ \gamma = 1,39 \\ m = 0,28 \end{cases}$$

$$Cp_g = 1180, \gamma = 1,34 \Rightarrow m = 0,254$$

$$\frac{1020 \cdot 288 \cdot 1}{0,87} (7^{0,280} - 1) = (0,96)^2 \cdot 1180 \cdot 1203 \cdot 0,88 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,254}) \Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,54$$

$$P_4 = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}} \Rightarrow P_4 = \frac{6,57}{2,63} = 2,59 bar \quad (4.25)$$

$$T_4' = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}^m} \quad (4.26)$$

$$T_4 = T_{3HP} - \left(T_3 - \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}} \right) = T_3 - \eta_{THP} \cdot T_3 (1 - \varepsilon^{-m}) = T_3 [1 - \eta_{THP} \cdot (1 - \varepsilon^{-m})] \quad (4.27)$$

$$T_4 = 1203 [1 - 0,88 (1 - 2,59^{0,254})]$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r \cdot T_4} = \frac{2,59 \cdot 10^5}{301.975,70} = 0,88 \frac{kg}{m^3} \quad (4.28)$$

Alors : $T_4 = 975,70 K$, $P_4 = 2,59 bar$, $\rho_4 = 0,88 \frac{kg}{m^3}$

Paramètres du gaz avant le premier étage de la T_{BP} :

$$P_{4BP} = P_4 - \Delta P_{BP}, \quad P_{4BP} = P_4 - (\Delta P_{BP1} + \Delta P_{BP2} + \Delta P_{BP3}) \quad (4.29)$$

ΔP_{BP1} : les pertes dans le diffuseur de sortie de la T_{HP} :

$$\Delta P_{BP1} = (1 - \eta_{dHP}) \rho_4 \frac{C_{edHP}^2 - C_{sdHP}^2}{2} = (1 - 0,6) \cdot 0,853 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1108,9 Pa$$

ΔP_{BP2} : les pertes de pression dans la conduite entre la T_{HP} et T_{BP} :

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_4 = 0,005 \cdot 2,59 = 1249 Pa$$

ΔP_{BP3} : les pertes dans les diffuseurs à l'entrée de la T_{BP} :

$$\Delta P_{BP3} = \left(\frac{1 - \eta_{BP}}{\eta_{BP}} \right) \rho_4 \frac{V_{edBP}^2 - V_{sdBP}^2}{2} = \left(\frac{1 - 0,9}{0,9} \right) \cdot 0,853 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} = 606,58 Pa \quad (4.30)$$

$$\Delta P = 1108,9 + 1249 + 606,58 = 2964 bar$$

$$P_{4BP} = 259000 - 2964,48 = 2,47 bar$$

On prend: $T_{4BP} = T_4 = 975,7 K$

$$\rho_{4BP} = \frac{P_{4BP}}{r \cdot T_{4BP}} = \frac{2,56 \cdot 10^5}{301.975,7} = 0,8872 \frac{kg}{m^3} \quad (4.31)$$

Alors : $T_{4BP} = 975,7 K$, $P_{4BP} = 2,56 bar$, $\rho_{4BP} = 0,8872 \frac{kg}{m^3}$

Les paramètres après le dernier étage de la T_{BP}

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5S} est égale à la pression atmosphérique P_a .

Si la vitesse à la sortie du silencieux $V_{5s} = 20 m/sec$ et $\rho_{5s} = 0,45 kg/m^3$ nous avons alors:

$$P_{5Ss} = P_{5S} + \rho_{5Ss} \frac{V_{5s}^2}{2} = 1,033 + 0,45 \cdot \frac{20^2}{2} = 1,0339 bar \quad (4.32)$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la T_{HP} est $C_s = 90\text{m/sec}$ et que les pertes de pression dans les parties 5a:5b et 5b:5 sont égales à 1,5%.

$$P_5 \cdot (1 - 0,015) = P_{5s} \Rightarrow P_5 = \frac{P_{5s}}{1 - 0,015} = \frac{1,0339}{1 - 0,015} = 1,049 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la T_{BP} est :

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4BP}}{P_5} = \frac{2,59}{1,049} = 2,47$$

$$T'_5 = \frac{T_{4BP}}{\varepsilon_{TBP}^m} = \frac{975,7}{2,47^{0,25}} = 778,3 \text{ K} \quad (4.33)$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{THP} [T_{4BP} - T'_5] = 975,7 - 0,88 [975,7 - 778,3] \quad (4.34)$$

$$T_5 = 802 \text{ K}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{r \cdot T_5} = \frac{1,049 \cdot 10^5}{287 \cdot 802} = 0,456 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (4.35)$$

Alors : $P_5 = 1,049 \text{ bar}$, $T_5 = 802 \text{ K}$, $\rho_5 = 0,456 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

4.3.2. Calcul du débit

Débit spécifique de la combustion : $G_g = \frac{P_u}{P_{ci} \eta_{th}} = \frac{26100}{44550 \cdot 0,28} = 2,1 \text{ kg/s}$ (4.36)

Débit massique global d'air

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$\dot{m}'_a = 4 \cdot 2,15 \cdot 22 = 127,85 \text{ kg/s} \quad (4.38)$$

Débit massique global d'air en tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$\dot{m}_a = 1,02 \cdot \dot{m}'_a = 1,02 \cdot 127,85 = 130,41 \text{ kg/s} \quad (4.39)$$

Débit massique de gaz d'échappement

Le débit massique de gaz d'échappement : $\dot{m}_g = \dot{m}_a + G_g = 127,85 + 2,1 = 129,95 \text{ kg/s}$ (4.40)

4.3.3. Calcul du rendement global

Le travail spécifique du compresseur axial :

$$W_c = Cp_a \cdot \frac{T_{1,1}}{\eta_{icr}} (\varepsilon^m - 1) = 2,01.288 \cdot \frac{1}{0,87} (7^{0,28} - 1) = 244,6 \text{ KJ/kg} \quad (4.41)$$

Calcul de la puissance du compresseur axial

η_{mcr}, η_{icr} : Rendement mécanique et isentropique du compresseur :

$$\dot{P}_c = W_c \cdot \frac{\dot{m}_a}{\eta_{mcr}} = 244,6 \cdot \frac{130,41}{0,96} = 33,2 \cdot 10^2 \text{ KW} \quad (4.42)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{HP} :

$$W_{THP} = Cp_a \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} (1 - \varepsilon_{HP}^{-m}) = 1,18.1203.0,88 \cdot (1 - 2,54^{0,254}) \quad (4.43)$$

$$w_{THP} = 263,3 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Calcul de la puissance fournie à la turbine :

$$\dot{P}_{THP} = W_{THP} \cdot \dot{m}_g \cdot \eta_{mTHP} = 263,3.129,95.0,96 = 33,1 \cdot 10^3 \text{ KW} \quad (4.44)$$

Calcul du travail spécifique de la T_{BP} :

$$W_{TBP} = Cp_g \cdot T_4 \cdot \eta_{iTBP} (1 - \varepsilon_{TBP}^{-m}) = 1160.975,7.0,88 \cdot (1 - 2,54^{-0,258}) \quad (4.45)$$

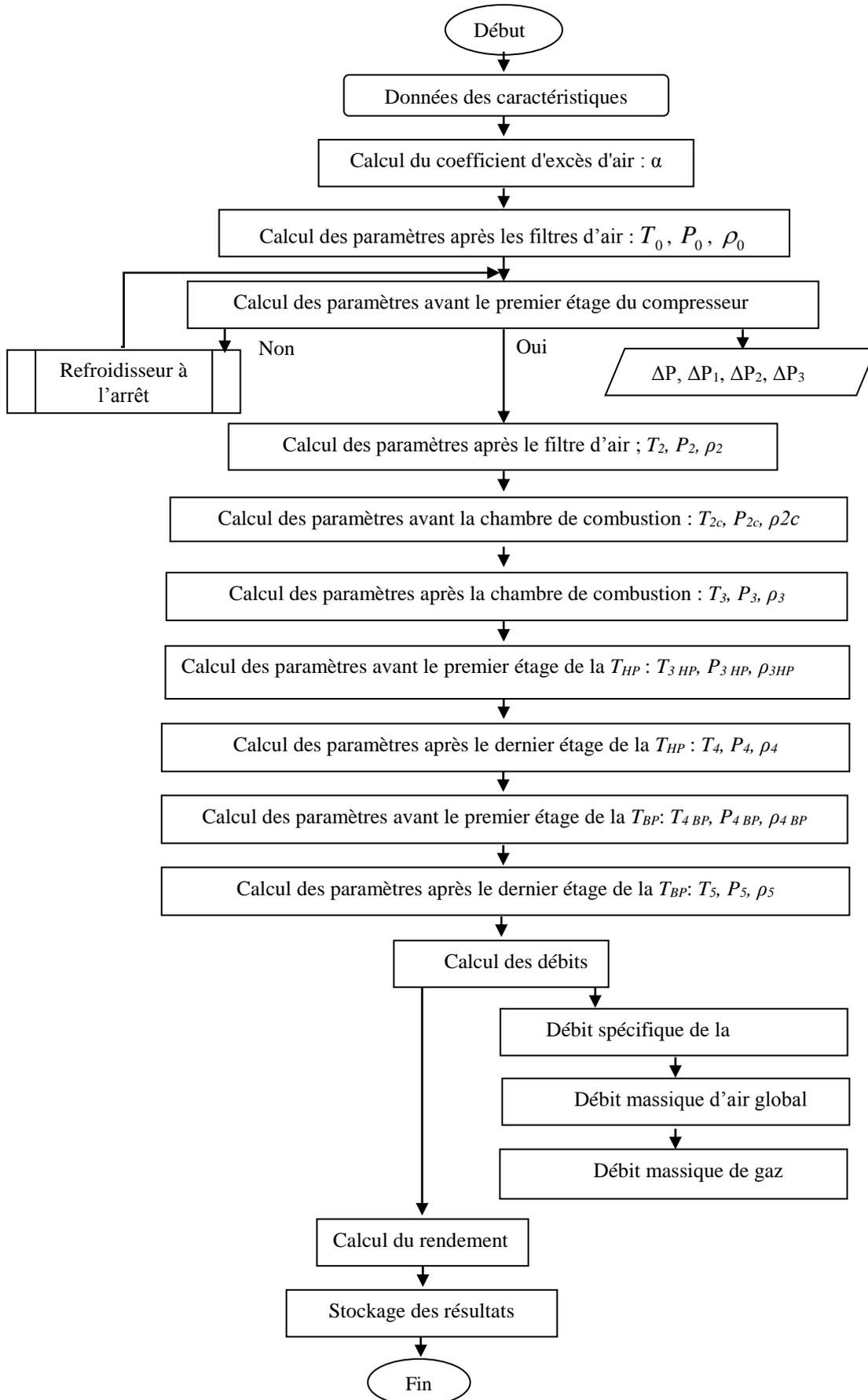
$$W_{TBP} = 207,5 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Donc la puissance utile de l'installation à Tag est : $\dot{P}_u = 207,5.0,96.129,15 = 25,9 \cdot 10^3 \text{ KW}$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_u}{P_{ci.B}} = \frac{25,9 \cdot 10^3}{44550.2,1} = 0,277 \quad (4.46)$$

Vérification du coefficient d'excès d'air : $\alpha = \frac{m_a}{L_0 \cdot B} = \frac{130,41}{15,22 \cdot 2,1} = 4 \quad (4.47)$

4.3.4. L'organigramme de calcul cycle simple réel



4.3.5. Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 288,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,190 \text{ Kg/m}^3$
$P_2 = 6,860 \text{ bar}$	$T_2 = 532,25 \text{ K}$	$\rho_2 = 4,460 \text{ Kg/m}^3$
$P_3 = 6,613 \text{ bar}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,870 \text{ Kg/m}^3$
$P_4 = 2,590 \text{ bar}$	$T_4 = 975,70 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,880 \text{ Kg/m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 802,00 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,456 \text{ Kg/m}^3$

$\dot{P}_c = 33,2 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_{THP} = 33,1 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_u = 25,9 \cdot 10^3 \text{ KW}$
$\dot{m}_a = 130,41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_g = 129,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\eta_{th} = 0,277$

4. 4. Calcul thermodynamique à partir des données réelles

Données de départ

Température ambiante : $T_{amb} = 50^\circ\text{C} = 323 \text{ K}$

Pression atmosphérique : $P_{atm} = 1,033 \text{ bar}$

Pression de refoulement du compresseur axial : $P_2 = 6,5 \text{ bar}$

Pouvoir calorifique du gaz naturel : $P_{ci} = 44550 \text{ kJ/kg.k}$

Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
$P_1 = 0,980 \text{ bar}$	$T_1 = 323,00 \text{ K}$	$\rho_1 = 1,057 \text{ kg/m}^3$
$P_2 = 6,500 \text{ bars}$	$T_2 = 580,00 \text{ K}$	$\rho_2 = 3,864 \text{ kg/m}^3$
$P_3 = 6,277 \text{ bars}$	$T_3 = 1203,00 \text{ K}$	$\rho_3 = 1,775 \text{ kg/m}^3$
$P_4 = 2,277 \text{ bars}$	$T_4 = 963,42 \text{ K}$	$\rho_4 = 0,768 \text{ kg/m}^3$
$P_5 = 1,049 \text{ bar}$	$T_5 = 819,87 \text{ K}$	$\rho_5 = 0,446 \text{ kg/m}^3$

$\dot{P}_c = 27,44.10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_{THP} = 27,4.10^3 \text{ KW}$
$\dot{P}_u = 17,75.10^3 \text{ KW}$
$\dot{m}_a = 108,67 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\dot{m}_g = 108,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$\eta_{th} = 0,24$

Tableau comparatif des résultats obtenus :

données / Résultats	$\dot{m}_a \text{ (kg / s)}$	$\dot{m}_g \text{ (kg / s)}$	$[P]_{\downarrow u} \text{ (Kw)}$	η_{th}
Données du constructeur : $T_0 = 288 \text{ K}, \dot{P}_u = 26 \text{ MW}$	130,41	129,95	$25,9.10^3$	0,277
Données sur site : $T_0 = 323 \text{ K}, P_2 = 6,5 \text{ bar}$	180,67	108,29	$17,75.10^3$	0,24

Enfin on observe les résultats principaux obtenus. Dans le régime considéré nous avons les diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta \dot{P}_u}{\dot{P}_u} = \frac{\dot{P}_u - \dot{P}'_u}{\dot{P}_u} = \frac{25900 - 17750}{25900} = 31\%$$

$$\frac{\Delta \eta_{th}}{\eta_{th}} = (0,277 - 0,24) / 0,277 = 13\%$$

4. 5. Conclusion

À travers le calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial, et son effet sur la charge massique en fluide moteur sur la diminution de la puissance utile de l'installation. Ce calcul numérique assez détaillé pour la Tàg MS5002 installée dans un site à $T_{amb} = 50^\circ\text{C}$ montre que rendement thermique passe de 27.7% à 24%, ce qui influe négativement sur l'exploitation de l'installation. Pour assurer le bon fonctionnement de la Tàg et rattraper les pertes de puissance, il faut faire un refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur en utilisant avantageusement l'énergie des gaz d'échappement.

CHAPITRE 5 :

Étude détaillée du cycle proposé

5. 1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons une analyse théorique des systèmes de refroidissement par évaporation directe. Une modélisation numérique a été effectuée sur l'influence des conditions standards sur les performances de la turbine à gaz.

On a utilisé deux méthodes de refroidissement par l'introduction des deux cycles d'évaporation dans notre étude :

- ✓ Premièrement, on a séparé le refroidisseur par évaporation comme un cas isolé, on essaye de régler la température de sortie d'air pour la condition standard ($T = 15^{\circ}\text{C}$). Nous varions la température d'entrée d'air au refroidisseur (humidificateur à évaporation) entre 16°C et 50°C , et après on analyse les influences sur le réglage de la température de sortie de refroidisseur. Nous appliquons l'analyse élaborée par STABAT Pascal [71], sur le modèle mathématique proposé par Castro et al [17], pour un système d'évaporation direct à base de cellulose en panneaux commerciaux.
- ✓ Deuxièmement, nous étudions le système de fonctionnement global, à l'aide de l'analyse développée par Johnson [37], Mohsen et col [56], et Majed et col [53] sur le cycle simple de Brayton avec refroidisseur par évaporation.

5. 2. Description du système proposé

Notre étude est basée sur le cycle ouvert Brayton, en utilisant à l'entrée du compresseur axial un panel direct par évaporation (refroidisseur) pour baisser la température de l'air d'entrée. L'air ambiant est d'abord refroidi et humidifié en raison de l'échange de chaleur entre le flux d'air et la surface mouillée du panneau avant son admission dans le compresseur (C). Ce principe de fonctionnement est détaillé dans le chapitre 2. Le schéma du Cycle de Brayton avec refroidissement direct de l'air par évaporation de l'eau est présenté à la Figure 5-1.

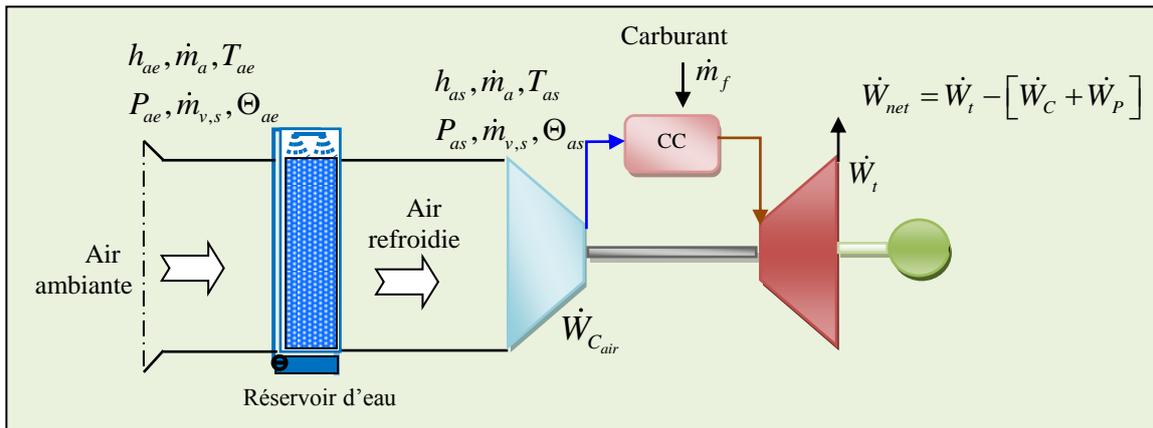


Figure 5-1 : Cycle de Brayton avec refroidissement direct par évaporation de l'eau

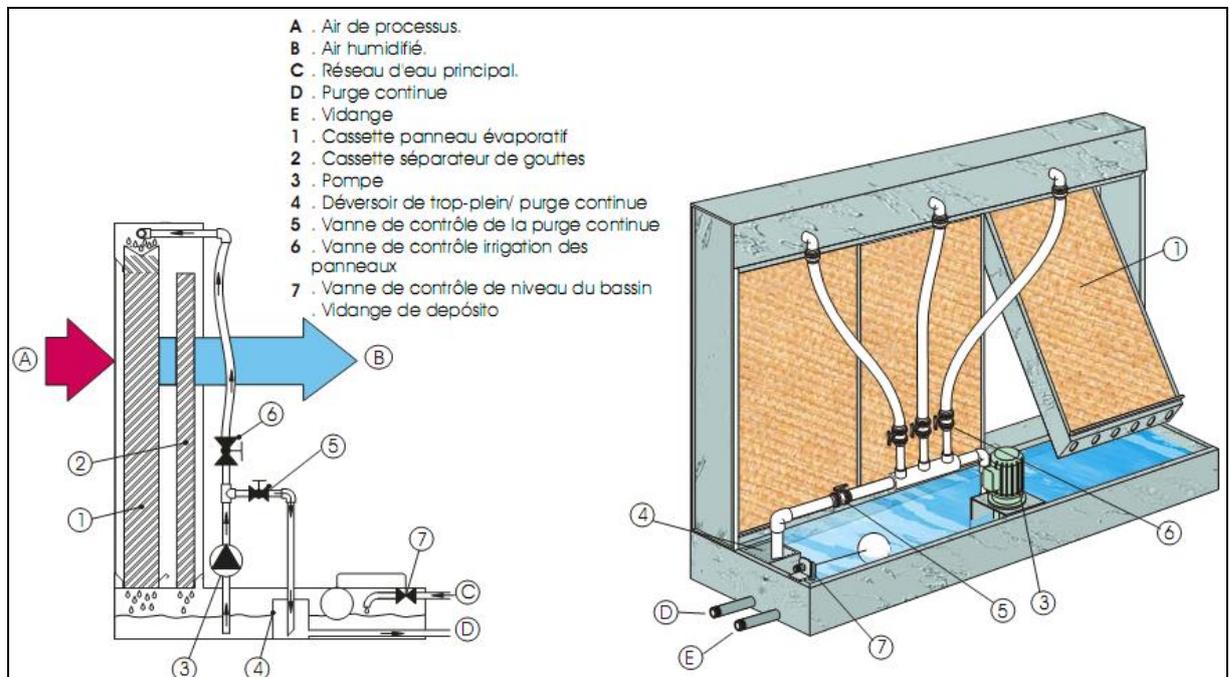


Figure 5-2 : Schéma d'un refroidisseur évaporatif (média humide)

La spécification de refroidisseur évaporateur est basée sur la connaissance de l'efficacité dans un point de fonctionnement nominal. STABAT et col [21] déduisent grâce à la relation établie par COLLIGNAN, que l'efficacité du substrat varie essentiellement avec le débit d'air en fonction de l'efficacité imposée, du débit nominal et le débit à traiter. Ce modèle évaporateur porte des hypothèses bien déterminées dans [21].

La consommation d'eau est égale à la somme de l'eau évaporée et de la purge nécessaire pour la déconcentration.

Cette consommation peut être écrite comme suit : $D_{ec} = E_{eé} + P_{ep}$ (5.1)

Le débit de purge nécessaire est déterminé en fonction de la qualité de l'eau utilisée (pH, teneur en calcium et en bicarbonate). Le taux d'évaporation $P_{ep} / E_{eé}$ est généralement donné par les constructeurs en pourcentage du débit d'eau évaporée, ou bien en fonction de l'analyse chimique de l'eau [12, 28].

Pour des systèmes fonctionnant avec l'eau partiellement adoucie, la purge est de l'ordre de 5% du débit évaporé, nous pouvons atteindre 50% pour une eau dure. Au delà de 50%, l'eau ne doit pas être recirculée ou bien elle doit être traitée. PIEC recommande de prendre 20% et par contre MUNTERS de 5% pour leurs systèmes COOL box auto nettoyants [58, 63].

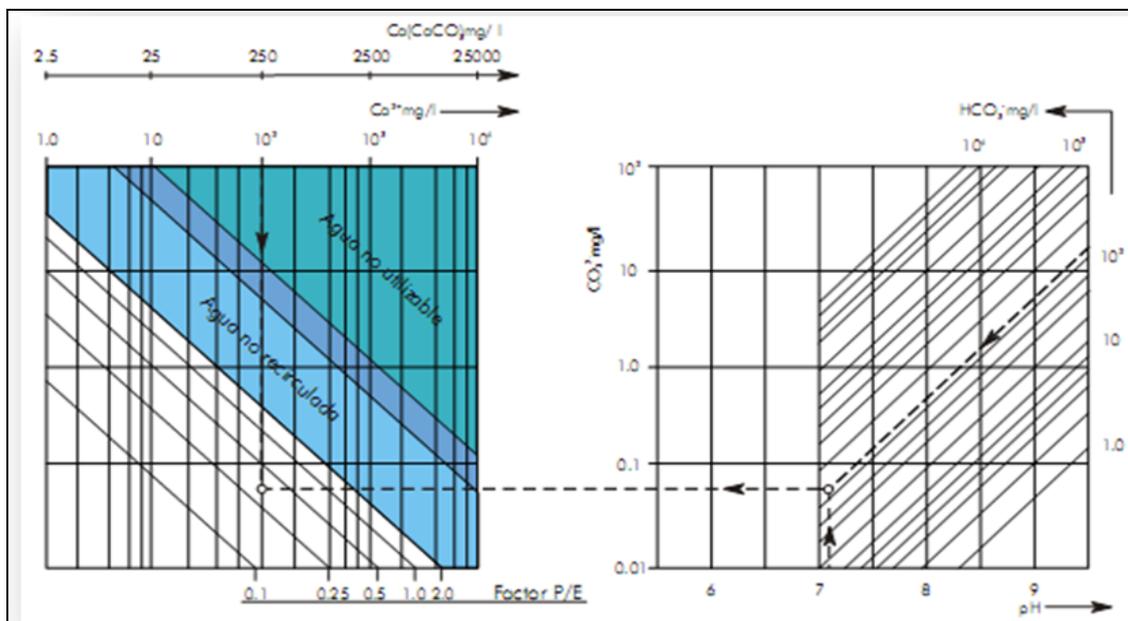


Figure 5-3 : Graphiques pour calculer le débit de purge de refroidisseur

La régulation de la température ou de l'humidité doit être soit en "tout ou rien", soit par by-pass d'une partie de l'air. Une régulation continue du débit d'eau ne doit pas être utilisée. Le média humide doit rester complètement humide sinon des minéraux pourraient s'incruster à la surface de contact dans le cas d'un fonctionnement avec de l'eau non traitée.

5. 3. Effet de la géométrie d'évaporateur sur le rendement

L'efficacité du refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur, la surface de ruissellement et de sa porosité. Pour déterminer l'efficacité nous utilisons la relation expérimentale de Wu et al selon la configuration GLASdek7090 [75] :

$$\eta_{\text{év}} = 1 - \exp\left[-\frac{A_s \cdot \varepsilon^2}{\rho_a \cdot C_p \cdot V^{0,35}}\right] \quad (5.2)$$

À partir de la relation (5.2), Wu et col représente l'allure de l'efficacité du refroidisseur évaporateur en fonction de l'épaisseur relative pour différentes valeurs de vitesse de l'air (Figure 5-4) :

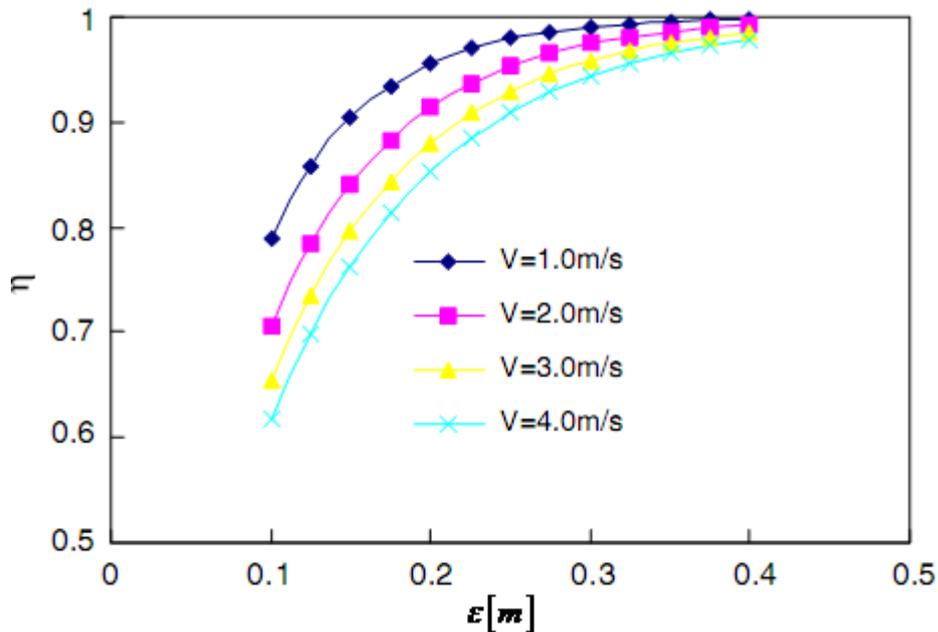


Figure 5-4 : Variation du rendement du refroidisseur $\eta_{\text{év}}(\varepsilon, V)$

La Figure 5-4 montre que les deux facteurs : l'épaisseur du refroidisseur et la vitesse de l'air influent directement sur l'efficacité de refroidissement, on atteint un rendement plus grand avec de petite vitesse et de grande épaisseur, mais l'augmentation de l'épaisseur du refroidisseur risque d'augmenter les pertes de charge et diminuer l'efficacité. Alors il faut trouver un compromis entre les deux facteurs épaisseur et pertes de charge.

5. 4. Description mathématique

5.4.1. Analyse du panneau d'évaporation

L'efficacité du média humide (panneau) dans le cas de contact direct (l'air avec l'eau) est généralement définie comme suit :

$$\eta_{\text{év}} = \frac{T_{\text{as}} - T_{\text{ae}}}{T'_{\text{ae}} - T_{\text{ae}}} \quad (5.3)$$

L'humidification est un processus qui tend vers une température humide ISO. Même si la température de l'eau injectée dans l'air est différente de la température humide, la transformation sera proche de la température humide de l'air ISO.

Le bilan thermique entre l'air et l'eau s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{m}_a \cdot (h_{as} - h_{ae}) &= -(\dot{m}_{es} \cdot C_{p_e} \cdot T_{es} - \dot{m}_{ee} \cdot C_{p_e} \cdot T_{ee}) \\ &= \dot{m}_{es} \cdot C_{p_e} \cdot (T_{ee} - T_{es}) + \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \cdot C_{p_e} \cdot T_{ee} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Sachant que la différence de débit d'eau entre l'entrée et la sortie est égale au débit d'eau évaporé dans l'air :

$$\dot{m}_{ee} - \dot{m}_{es} = \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \quad (5.5)$$

Le débit d'eau injecté sur le média humide selon PIEC est presque égal à trois fois le débit d'eau évaporée, et que la température de l'eau dans la sortie d'humidificateur T_{es} atteint la température humide de l'air (cas le plus défavorable) [63].

On considère que :

$$\dot{m}_{es} = 2\dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \quad (5.6)$$

La variation d'enthalpie de l'air peut ainsi être écrite comme suit :

$$C_{p_e} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{as} - h_{ae}}{\Theta_{as} - \Theta_{ae}} \quad (5.7)$$

Si on prolonge la droite de pente $C_{p_e} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es}))$ sur un diagramme de l'air humide, elle coupera la courbe de saturation dans un point h_{sat}, Θ_{sat} tel que :

$$C_{p_e} \cdot (T_{es} + 2 \cdot (T_{ee} - T_{es})) = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (5.8)$$

STABAT et col ont constaté que l'influence de la température de l'eau est très faible sur le résultat final pour des températures d'eau variant de $\pm 5^\circ\text{C}$ autour de la température humide de l'air. En effet, l'écart sur la puissance sensible à saturation entre les cas avec $T_e=21^\circ\text{C}$ et $T_e=15^\circ\text{C}$, est de l'ordre de 0,9%.

D'où l'écart est donné par la relation suivante :

$$\frac{(T_{sat}(T_e = 21^\circ\text{C}) - T_{ae}) - (T_{sat}(T_e = 15^\circ\text{C}) - T_{ae})}{(T_{sat}(T_e = 21^\circ\text{C}) - T_{ae})} \cdot 100$$

STABAT et col ont supposé que la température de l'eau injectée est équivalente à la température humide de l'air sans commettre d'erreur importante sur le résultat final. En effet, les différents apports thermiques à l'eau ne sont pas suffisants pour écarter sa température de plus de 5°C de la température humide de l'air.

Par ailleurs, l'efficacité peut aussi s'écrire en fonction de l'humidité spécifique comme suite :

$$\eta_{év} = \frac{\Theta_{as} - \Theta_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (5.9)$$

Même COLLIGNAN donne une relation pour l'efficacité, telle que :

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{rat})^{(\dot{V}_{rat}/\dot{V})^{0.2}} \quad (5.10)$$

On vérifie dans un premier temps la valeur de l'humidité relative de l'air à l'entrée :

$$HR_{ae} = \frac{\Theta_{ae} - P_{atm}}{(\delta + \Theta_{ae}) \cdot P_{v(s,t)}} \quad (5.11)$$

Avec

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T_{ae}}{241,0 + T_{ae}} + 2,7877 \quad (5.12)$$

Il s'agit ensuite de calculer la température humide de l'air à l'entrée en faisant l'hypothèse que la température de l'eau est égale à la température humide de l'air. Il n'y a pas de relation explicite pour déterminer la température humide. Elle est résolue par itération.

On a :

$$c_{pe} \cdot T'_{ae} = \frac{\Delta h}{\Delta \Theta} = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{\Theta_{sat} - \Theta_{ae}} \quad (5.13)$$

On calcule d'abord l'enthalpie de l'air à l'entrée :

$$h_{ae} = c_{pe} \cdot T_{ae} + \Theta_{ae} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T_{ae}) \quad (5.14)$$

Ensuite, on suppose une température humide de l'air T'_{ae} , et on calcule l'enthalpie de l'air à saturation comme suit :

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625 \cdot T'_{ae}}{241,0 + T'_{ae}} + 2,7877 \quad (5.15)$$

$$\Theta_{sat} = \sigma \cdot \frac{P_{sat}}{P_{atm} - P_{sat}} \quad (5.16)$$

$$h_{sat} = c_{pa} \cdot T'_{ae} + \Theta_{sat} \cdot (C_{fg} + c_{pv} \cdot T'_{ae}) \quad (5.17)$$

A partir de l'équation (5.13), on détermine la nouvelle température humide de l'air, et après on recommence le calcul à partir de (5.15) jusqu'à la convergence de la température humide.

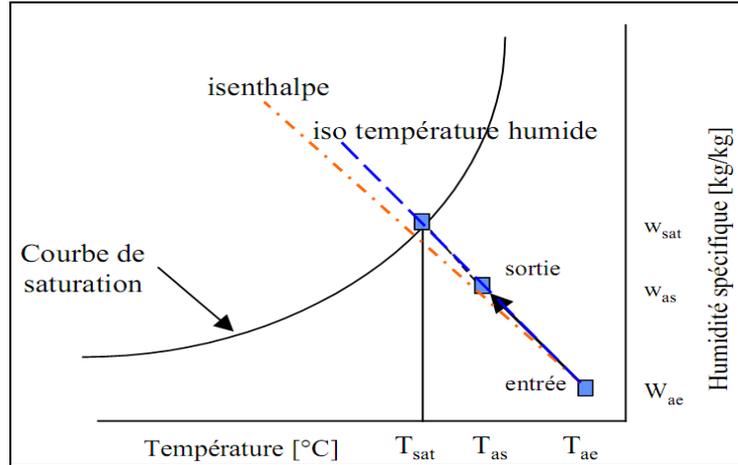


Figure 5-5 : Représentation de l'humidification dans le diagramme de l'air humide

La consommation d'eau est calculée comme suit :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (\Theta_{as} - \Theta_{ae}) \cdot (1 + \tau_{sou} / 100) \quad (5.18)$$

La stagnation d'eau dans l'installation après l'arrêt de l'humidificateur est évitée par la vidange, le débit de vidange du bassin est calculé comme suit :

$$m_{e_vid} = \dot{m}_{bac} \cdot n_{vid} \quad (5.19)$$

5.4.2. Analyse du cycle d'évaporation global

Le processus de refroidissement par évaporation direct travaille essentiellement avec la conversion de la chaleur sensible en chaleur latente. L'air ambiant est refroidi par évaporation de l'eau de la surface mouillée du panneau. L'ajout de vapeur d'eau à l'air augmente sa chaleur latente et l'humidité relative. Si le processus est adiabatique, cette augmentation de chaleur latente est compensée par une réduction de la chaleur sensible et une réduction de la température sèche de l'air Figure 3-8.

Généralement le panneau d'évaporation peut être considéré comme un échangeur de chaleur à écoulement transversal [17]. En appliquant une analyse fondée sur la théorie classique de transfert de chaleur, la méthode DTLM (la Différence de Température Logarithmique Moyenne) peut être utilisée. Ainsi, le taux de transfert de chaleur de l'air à l'eau dans la surface du panneau mouillée, \dot{q} est donné par l'équation (pour plus de détail sur DTLM voir [36]) :

$$\dot{q} = h_H \cdot A_S \cdot \Delta T_{LM} \quad (5.20)$$

On donne :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{as} - T_{ae})}{\ln[(T_{as} - T'_{ae})(T_{ae} - T'_{as})]} \quad (5.21)$$

En substituant l'équation (5.21) dans l'équation (5.20) et les modalités de regroupement, on

trouve :

$$1 - \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T'_{ae}} = \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{\dot{q}}\right) \quad (5.22)$$

D'après l'équation (5.22) l'efficacité du panneau évaporateur peut aussi être exprimée

comme :

$$\eta_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{h_H \cdot A_S \cdot (T_{ae} - T_{as})}{\dot{q}}\right) \quad (5.23)$$

Pour atteindre une efficacité de 100% il faut une température de sortie d'air égale à la température d'humide de l'air ambiant. D'ailleurs, à partir de l'équation (5.23) il est possible d'observer que l'efficacité limite exige une combinaison d'un grand espace de surface avec un coefficient de transfert de chaleur élevé.

Le taux de transfert de masse dans l'état de vapeur d'eau, peut être exprimé par une équation analogue à l'équation (5.20) :

$$\dot{m}_e = h_M \cdot A_S \cdot \Delta \rho_{LM} \quad (5.24)$$

La différence de densité logarithmique moyenne est donnée par :

$$\Delta \rho_{LM} = \frac{(\rho_{ves} - \rho_{vee})}{\ln[(\rho_{ves} - \rho'_{ve})(\rho_{vee} - \rho'_{ve})]} \quad (5.25)$$

Pour déterminer le coefficient de la masse du transfert de chaleur, on peut employer les corrélations développées par [17, 25] :

$$Nu = 0,01 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (5.26)$$

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} \quad (5.27)$$

L'étude du cycle de la Tàg est réalisée à l'aide de courbes caractéristiques de performances existant dans la littérature. Saravanamuttoo et col pour le compresseur et la turbine, ont exploité ces cartes de performances, pour estimer le rendement isentropique pour le compresseur et la turbine en fonction de leurs états de fonctionnement et de leur lieu d'utilisation. Ces courbes caractéristiques, propriétés des constructeurs sont exprimées au moyen de nombres sans dimension [68].

5.4.3. Étude des performances de cycle d'évaporation

Considérons un cycle irréversible de Tàg Figure 5-6, les processus de (1-2, 3-4) sont irréversibles et les processus de (2-3, 4-1) sont isobares, respectivement, et les processus (1-2s, 3-4s) sont isentropiques.

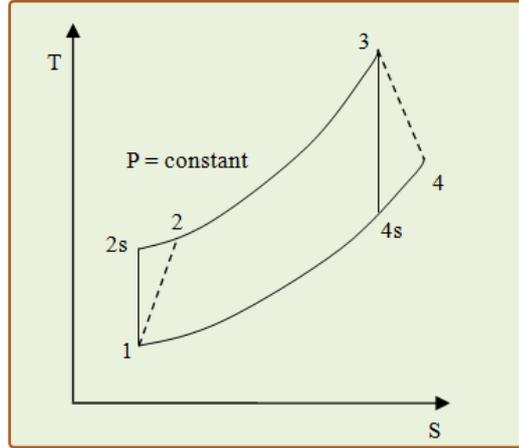


Figure 5-6 : Diagramme T-s d'un cycle de Tàg simple.

Pour le processus isentropique 1-2s et 3-4s, nous avons :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{(\gamma-1)/\gamma} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.28)$$

5.4.3.1. Turbine.

L'efficacité thermique du cycle est :

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_h} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p)}{\dot{Q}_h} \quad (5.29)$$

De l'application de la première loi de la thermodynamique à la Tàg (négliger les termes d'énergie potentielle et cinétique), la puissance produite par la turbine est :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gt} C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) \quad (5.30)$$

$$\dot{m}_{gt} = \dot{m}_a + \dot{m}_v + \dot{m}_g = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) \quad (5.31)$$

$\omega_1 = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$: Taux d'humidité à l'état 1

$f = \dot{m}_f / \dot{m}_a$: Rapport air-combustible.

En remplaçant les termes T_{4s} et \dot{m}_t dans l'équation (5.30) on trouve :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\gamma-1/\gamma} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{T_3}{T_{4s}} = \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{4s} = \frac{T_3}{\delta^{\gamma-1/\gamma}}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t C_{pg} \eta_t (T_3 - T_{4s}) = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\gamma-1/\gamma}} \right) \quad (5.32)$$

Le rendement isentropique de la turbine peut être estimé en utilisant les relations pratiques recommandées par Korakianitis et Wilson [44] :

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{\delta - 1}{180} \right) \quad (5.33)$$

La chaleur spécifique du gaz (C_{pg}) est évaluée comme [5] :

$$C_{pg} = 1088,7572 - 0,14158834T + 1,9160159 \cdot 10^{-3} T^2 - 1,2400934 \cdot 10^{-6} T^{-3} \\ + 3,0669459 \cdot 10^{-10} T^4 - 2,6117109 \cdot 10^{-14} T^5$$

Le débit volumétrique d'air à l'entrée \dot{V}_a est toujours le même, dans les journées d'été et d'hiver, ne dépend pas des paramètres d'état de l'air à l'entrée. Par conséquent, le débit massique lié à la masse volumique de l'air sera réduit en été et entrainera celle de la puissance de sortie de la turbine [7] :

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a$$

L'équation (5.32) peut être écrite en tenant compte de tous les facteurs d'influence :

$$\dot{W}_t = \dot{V}_a \rho_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\gamma-1/\gamma}} \right) \quad (5.34)$$

Le Taux d'humidité ω_1 peut être calculé en utilisant la résolution d'équation d'ingénierie (logiciel EES) [43]. L'effet de la chute de pression d'air sur le refroidissement serpentins est faible et peut être négligé, donc $P_1 \cong P_0$. La masse volumique de l'air varie considérablement avec le changement du taux d'humidité $\omega_0 \rightarrow \omega_1$ et la diminution de la température d'air de $T_0 \rightarrow T_1$.

5.4.3.2. Compresseur d'air

Pour l'air humide, la puissance de compression peut être estimée à partir de la relation suivante :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{pa} (T_2 - T_1) + \dot{m}_v (h_{g2} - h_{g1}) \quad (5.35)$$

\dot{m}_v : Le débit massique de la vapeur d'eau ($\dot{m}_v = \dot{m}_a \omega_1$).

Le rendement isentropique du compresseur au changement des températures de l'air sec et en supposant que la vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait, peut s'écrire :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.36)$$

On peut calculer T_{2is} à partir de l'équation (5.28) :

$$T_{2is} = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.37)$$

D'après l'équation (5.36) :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow \eta_c (T_2 - T_1) = T_{2is} - T_1 \Rightarrow T_{2is} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1$$

$$T_{2is} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1$$

On remplace dans (5.37) :

$$T_{2is} = T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \eta_c (T_2 - T_1) + T_1 \Rightarrow \frac{T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1}{\eta_c} = (T_2 - T_1)$$

$$\frac{T_1 \delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1}{\eta_c} + T_1 = T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] = T_2$$

$$T_2 = T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] \quad (5.38)$$

En remplaçant T_2 dans l'équation (5.35) on aura la puissance réelle du compresseur :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C_{pa} \left(T_1 \left[\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right] - T_1 \right) + \dot{m}_v (h_{g2} - h_{g1})$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} \left(\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right] \quad (5.39)$$

Où η_c peut être évalué en utilisant la relation empirique suivante [44] :

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \frac{\delta - 1}{150} \right) \quad (5.40)$$

5.4.3.3. La chambre de combustion :

Le bilan thermique sur la chambre de combustion donne le taux de chaleur fournie au cycle de

Tàg que : $\dot{Q}_h = \dot{m}_f NCV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_3 - \dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_v (h_{v3} - h_{v2}) \quad (5.41)$

En remplaçant T_2 , en fonction des températures extrêmes du cycle et des facteurs d'influence on obtient :

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1+f)C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\gamma-1/\gamma} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right] \quad (5.42)$$

f exprimée dans Alhazmy et Najjar [5] par la relation :

$$f = \frac{C_{pg}(T_3 - 298) - C_{pg}(T_2 - 298) + \omega_1(h_{v3} - h_{v2})}{NCV - C_{pg}(T_3 - 298)} \quad (5.43)$$

On peut calculer les enthalpies à partir de Dossat [26] :

$$h_{v,j} = 2501,3 + 1,8723T_j, \quad j = 2 \text{ ou bien } 3 \quad (5.44)$$

On voit que les trois termes de l'efficacité de Tàg dans l'équation (V.29) (\dot{W}_t , \dot{W}_c et \dot{Q}_h) dépendent de la température de l'air et de l'humidité relative à l'entrée du compresseur, dont les valeurs sont affectées par le type et les performances du système de refroidissement.

5.4.4. Processus direct d'évaporation de l'eau par pulvérisation :

Dans ce type de refroidissement de l'air d'admission par évaporation de l'eau les deux fluides sont mis en contact direct et le courant d'air chaud transfère la chaleur à l'eau pulvérisée comme on le voit dans la Figure 5-7.

Pendant le processus d'échange de chaleur, l'eau s'évapore et provoque la baisse de température de l'air qui diminue de manière adiabatique, ligne 0 -1 dans la Figure 3-8b. Le taux d'humidité de l'air augmente de ω_0 à ω_1 , et à l'approche de la limite de saturation, le processus d'évaporation prend plus de temps et l'air ne peut plus porter plus d'eau et l'injection supplémentaire n'est pas utile. Par conséquent, le refroidissement par évaporation directe d'air est limité par la différence de températures ($T_0 - T_1$).

Dans la pratique, refroidir l'air à l'état de saturation, engendre la formation des gouttelettes dans le flux en écoulement qui provoquent l'encrassement des aubes de compresseur et / ou la rouille des conduits d'admission. Le contrôle des paramètres de refroidissement par évaporation est une clé importante pour le bon fonctionnement temporaire du refroidisseur et de la Tàg.

L'efficacité d'un refroidisseur d'air par évaporation $\eta_{\text{évc}}$ est définie comme le rapport entre la diminution réelle de température sec à la différence de température théorique, quand l'air quitte le refroidisseur à l'état de saturation. Les caractéristiques de la plage de l'efficacité du refroidisseur par évaporation sont de 0,8 à 0,9 [22].

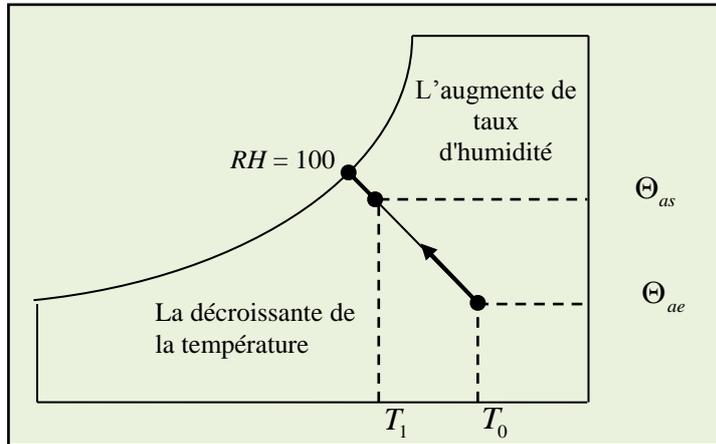


Figure 5-7 : Processus adiabatique de saturation sur le diagramme psychrométrique

La Figure 5-1 montre le schéma d'un refroidisseur par évaporation où l'air ambiant à T_0 , ω_0 et P_0 pénètre dans les cellules de l'évaporateur et sort à T_1 , ω_1 et P_1 . Le refroidisseur par évaporation est supposé fonctionner dans un processus continu adiabatique tel que l'air ambiant humide passe de l'état (0) à l'état (1). La quantité suffisante d'eau est ajoutée au courant d'air pour augmenter sa teneur en humidité à proximité de celle correspondant à une humidité relative de 100% et de diminuer sa température comme on le voit dans la Figure 5-7. Pour l'application du bilan énergétique McQuiston et col [54] :

$$\omega_0(h_{sv} - h_{sl}) = C_{pa}(T_1 - T_0) + \omega_1 C_{fg} \quad (5.45)$$

ω_0 : Est évaluée à des conditions ambiantes en utilisant le logiciel EES.

5. 5. Tàg couplée à un refroidisseur par évaporation

Afin d'évaluer la faisabilité d'un système de refroidissement couplé à la Tàg, la performance de l'installation est étudiée avec et sans le système de refroidissement.

En général, la puissance nette d'un système complet est la suivante :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p) \quad (5.46)$$

Les trois termes de l'équation (5.18) sont des fonctions des propriétés de l'air à l'admission du compresseur (T_1 et ω_1), elles dépendent à leur tour des performances du système de

refroidissement. Nous allons définir un terme sans dimension qui donne l'avantage d'utiliser un système de refroidissement comme le rapport de gain de puissance (RGP) :

$$RGP = \frac{\dot{W}_{net,avec\ ref} - \dot{W}_{net,sans\ ref}}{\dot{W}_{net,sans\ ref}} .100\% \quad (5.47)$$

Le RGP est un terme générique qui prend en compte les paramètres de la Tàg et le système de refroidissement associé, indépendamment du processus de refroidissement. Pour une Tàg fonctionnant dans des conditions climatiques spécifiques $RGP = 0$.

Si un système de refroidissement est utilisé, le RGP augmente, mais cette augmentation est limitée par les caractéristiques physiques du système de refroidissement utilisé. Le RGP donne le taux de production d'énergie d'un système couplé à la Tàg, c'est un paramètre important pour décrire la relation entrées-sorties.

Nous allons définir un autre facteur qui a trait physiquement à l'efficacité thermique de la Tàg couplé au système de refroidissement (le changement de l'efficacité thermique (CET)) :

$$CET = \frac{\eta_{cy,avec\ ref} - \eta_{cy,sans\ ref}}{\eta_{cy,sans\ ref}} .100\% \quad (5.48)$$

Le RGP est toujours positif et CET peut-être négatif, ce qui signifie que l'efficacité du système couplé est inférieure à celle de la Tàg sans refroidissement. Les deux paramètres RGP et CET sans dimension obtenus, peuvent faciliter l'interprétation des résultats et contribuer à une bonne analyse du système de refroidissement installé.

La puissance consommée par le système de refroidissement est celle due au pompage pour faire circuler l'eau à l'intérieur des cellules de l'évaporation \dot{W}_p . Grace au dimensionnement adéquat des conduites d'échange de l'évaporateur, cette puissance est faible par rapport aux autres termes de l'équation (5.46), et peut-être négligée. Par conséquent, le RGP pour une Tàg avec refroidisseur par évaporation peut être obtenu à partir de l'équation (5.47). À partir des équations ((5.29), (5.32), (5.39) et (5.46)) le rendement du cycle thermique avec le refroidissement $\eta_{cy,avec\ ref}$ tenant compte des propriétés de l'air à l'admission du compresseur et du rapport air-carburant peut être exprimé comme suite :

$$(5.29) \Rightarrow \eta_{cy} = \frac{\dot{W}_t - (\dot{W}_c + \dot{W}_p)}{\dot{Q}_h}$$

$$(5.32) \Rightarrow \dot{W}_t = \dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$(5.39) \Rightarrow \dot{W}_c = \dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right]$$

$$(5.42) \Rightarrow \dot{Q}_h = \dot{m}_a T_1 \left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]$$

En portant les relations ((5.32), (5.39) et (5.42)) dans l'équation (5.29) on trouve :

$$\eta_{cy} = \frac{\left(\dot{m}_a (1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right) - \left(\dot{m}_a \left[C_{pa} \frac{T_1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \omega_1 (h_{g2} + h_{g1}) \right] \right)}{\dot{Q}_h}$$

$$\eta_{cy} = T_1 \dot{m}_a \left\{ \left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right] \right\} / \dot{Q}_h$$

$$\eta_{cy} = \frac{\left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right]}{\left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]}$$

Donc le rendement global est :

$$\eta_{cy} = \frac{\left[(1 + \omega_1 + f) C_{pg} \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] - \left[C_{pa} \frac{1}{\eta_c} (\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{g2} + h_{g1}) \right]}{\left[(1 + f) C_{pg} \frac{T_3}{T_1} - C_{pa} \left(\frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1 \right) + \frac{\omega_1}{T_1} (h_{v3} - h_{v2}) \right]} \quad (5.49)$$

L'équation (5.49) pour un cycle air idéal réversible si les conditions réalisées, $\eta_c = \eta_t = 1$, le rapport air carburant $f = 0$, $C_{pg} = C_{pa}$ et le rapport d'entrée d'air d'humidité $\omega_1 = 0$, donnent l'expression standard dans lequel le rapport de pression est la seule charge : ($\eta_{cy,rev} = 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$).

Pour une Tàg fonctionnant sans refroidissement, les troisièmes termes de l'équation disparaissent et les conditions d'entrée T_1 et ω_1 sont remplacés par T_0 et ω_0 .

5. 6. Conclusion

On peut conclure dans ce chapitre que les relations relatives au calcul du rendement montrent qu'une augmentation du rapport des températures, admission turbine à la température ambiante entraîne une élévation du rendement et de la puissance produite.

Nous avons proposé l'installation d'un refroidisseur par évaporation à l'entrée du compresseur axial car celle-ci abaisse la température ambiante, augmente la charge massique en fluide dans la Tàg. Ces deux facteurs contribuent directement à l'amélioration du rendement et à la diminution des NOx rejetés à l'atmosphère. L'utilisation de cette méthode à l'ensemble des machines du même type en exploitation dans l'industrie des hydrocarbures entraînera un gain de puissance et un moyen de lutte contre la pollution atmosphérique par les rejets de la combustion des Tàg.

Pour cela, un programme de calcul et d'analyse des effets des conditions ambiantes sur les performances d'une Tàg a été réalisé. La modélisation du programme est étendue à l'étude de l'influence du refroidissement par évaporation d'eau à l'entrée du compresseur sur les performances de la Tàg (GE MS5002) largement utilisée dans le domaine des Hydrocarbures.

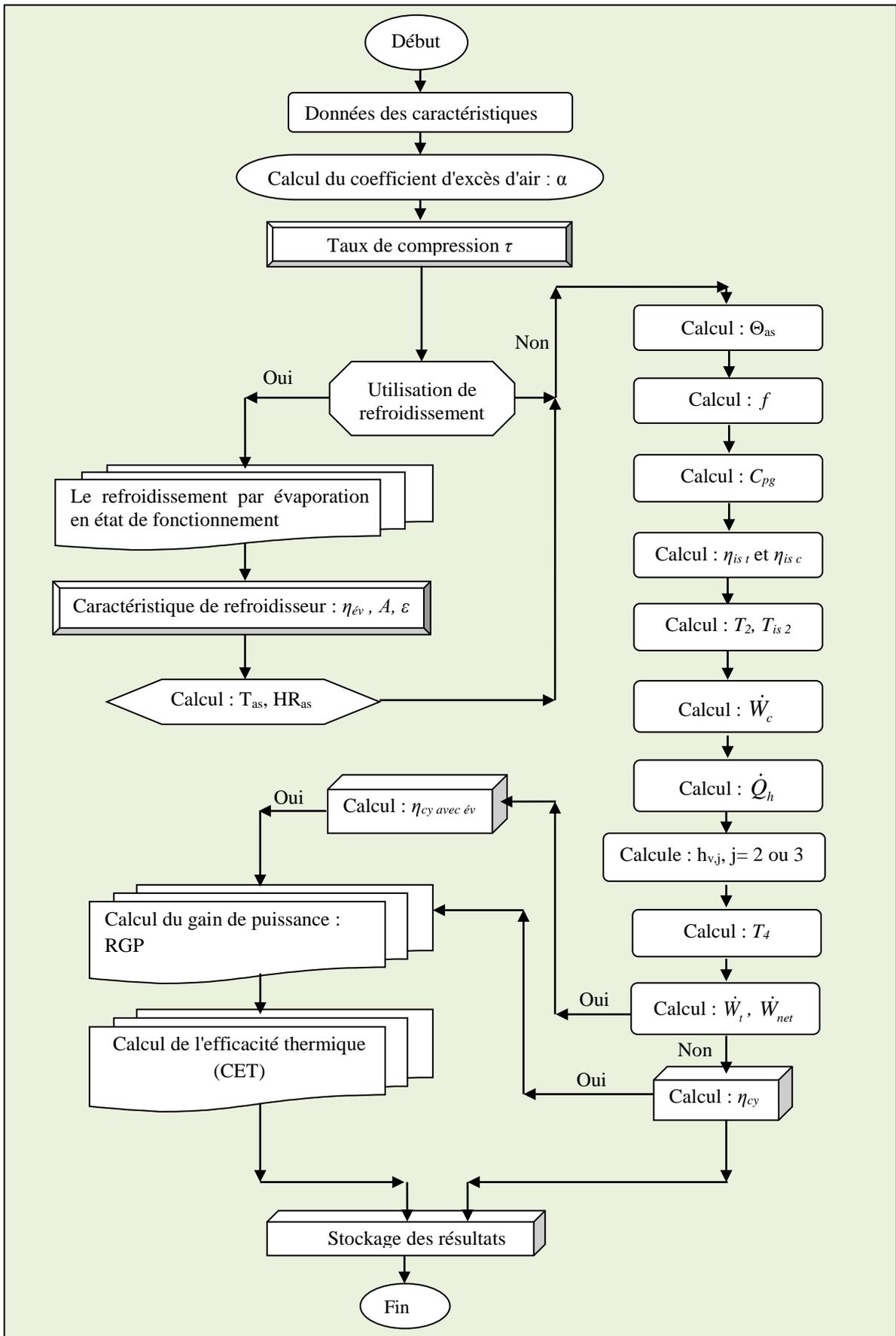
CHAPITRE 6 :

Résultats & Interprétations

6. 1. Introduction :

L'objectif de ce chapitre consiste à étudier l'influence de la température, de la pression et de l'humidité d'air ambiant sur les performances de la Tàg, d'une part sur le cycle simple sans refroidissement, d'autre part sur le cycle avec refroidissement de l'air par évaporation à l'entrée de compresseur axial. Les calculs ont été effectués avec des gammes de taux de compression, de pression atmosphérique, d'humidités et de températures ambiantes variables, en supposant que la Tàg fonctionne dans des gammes de températures et de pressions extrêmes (hivers : 0 °C, été : 50 °C) et du taux de compression ($2 < \tau < 12$).

6. 2. L'organigramme principal de calcul du cycle proposé



6.3. État de cycle simple

6.3.1. Influence des conditions ambiantes sur le fonctionnement de la Tàg

Dans ce cas, pour une pression atmosphérique fixe $P_{atm} = 1,0132 \text{ bar}$, on présente ci-dessous l'influence de la température ambiante et d'un taux de compression sur les performances de la Tàg. La Figure 6-1 montre les profils du travail spécifique pour des températures ambiantes de l'air variables. Le travail spécifique du compresseur est proportionnel au rapport de pression, et à l'élévation de la température de l'air ambiant. L'augmentation de la température ambiante nécessite plus d'énergie pour comprimer une masse spécifique d'air admise dans le compresseur.

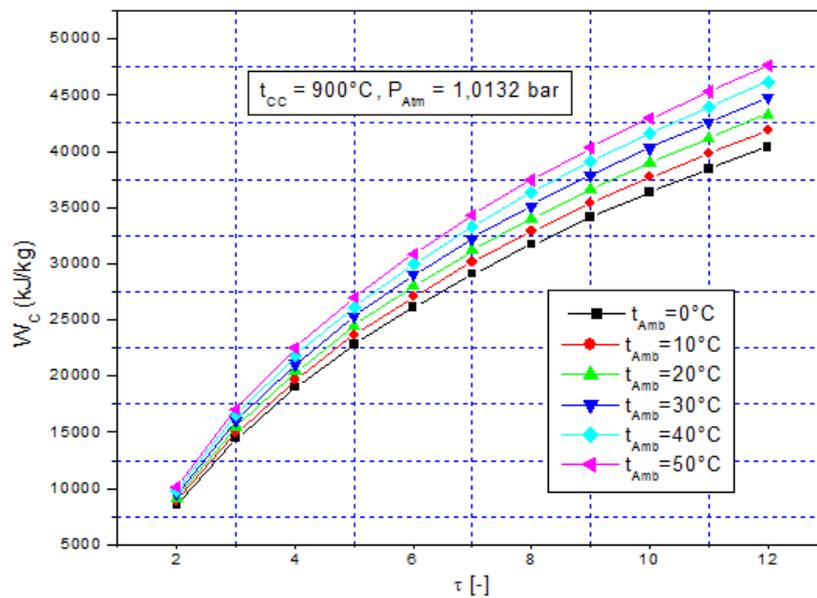


Figure 6-1 : Travail spécifique du compresseur.

La Figure 6-2 montre les profils de températures isentropiques à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine de détente en fonction du taux de compression pour une gamme de températures ambiantes de $t = 0^\circ\text{C}$ à 50°C avec $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

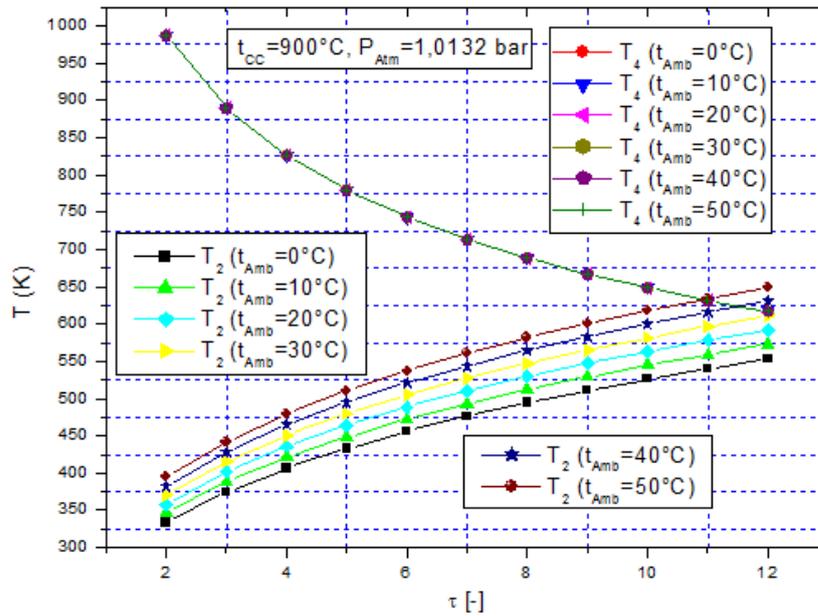


Figure 6-2 : Températures à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine

Nous pouvons noter, une augmentation significative de la température de la sortie du compresseur avec l'augmentation du taux de pression et de la température ambiante. Les températures de sortie de la turbine restent les mêmes car celles-ci ne dépendent que de la température de la chambre de combustion qui est constante, mais elles diminuent avec l'augmentation du taux de pression.

La Figure 6-3 indique la température de la sortie du compresseur pour une gamme de températures ambiante de $t = 0^\circ C$ à $50^\circ C$ avec $\Delta t = 10^\circ C$. On constate que l'augmentation de la température de la sortie du compresseur est proportionnelle à l'augmentation des températures ambiantes et du taux de compression.

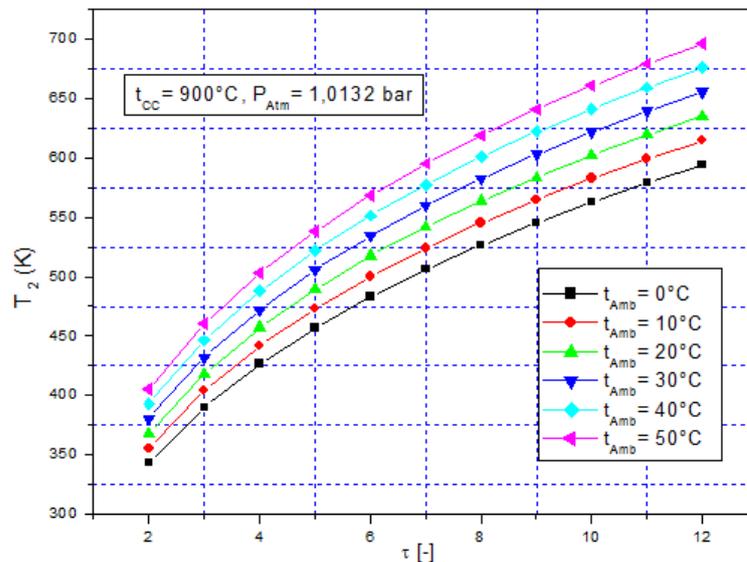


Figure 6-3 : Température de l'air à la sortie du compresseur.

La variation du travail spécifique de détente des gaz dans la turbine en fonction du taux de compression est représentée sur la Figure 6-4 pour une gamme de températures ($t=0^{\circ}\text{C}$ à 50°C avec $\Delta t=10^{\circ}\text{C}$). On constate que les courbes sont identiques, ceci est dû à des températures de sortie de la chambre de combustion et des gaz d'échappement qui sont fixées.

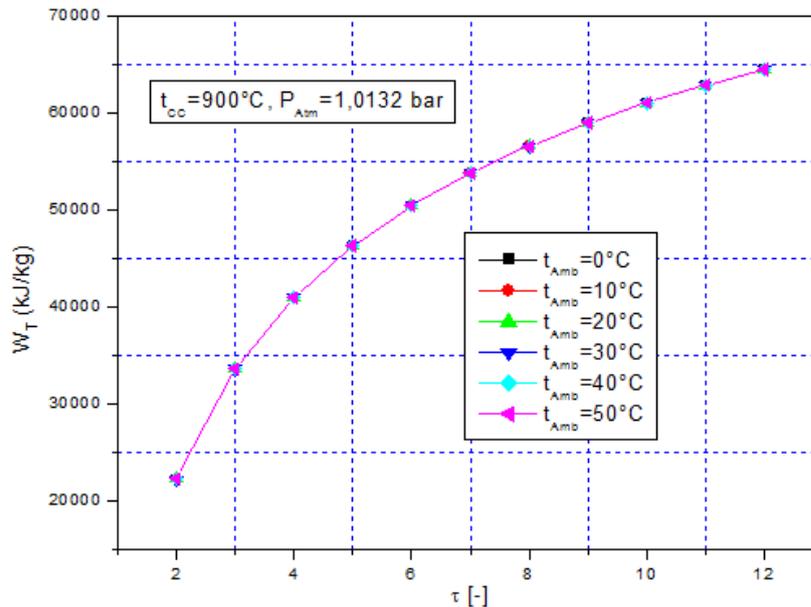


Figure 6-4 : Travail spécifique de détente.

La Figure 6-5 montre la variation de la puissance utile de la Tàg pour différentes températures ambiantes et taux de compression ($\tau = 2-12$). On observe que la puissance utile est très influencée par la variation de la température ambiante. Pour de faibles taux de compression, elle augmente rapidement, passe par un extremum et décroît ensuite pour de forts taux de compression et ceci pour chaque température ambiante de l'air admis dans le compresseur. La puissance utile maximale dépend de la puissance de détente dans la turbine et de compression est obtenue pour un taux de compression optimal, pour ce type de Tàg BOUAM a conseillé d'utiliser le ($\tau = 7,3761$) [1, 2, 3].

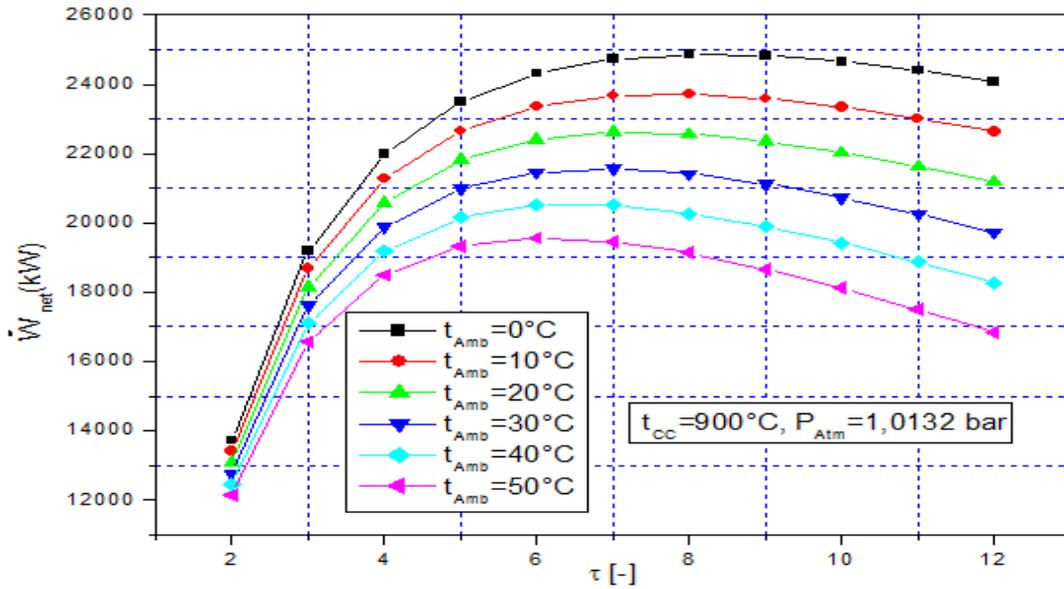


Figure 6-5 : Puissance utile de cycle de la Tàg MS5002

La Figure 6-6 montre le rendement thermique de la Tàg MS 5002 en fonction du taux de compression et de la variation de la température ambiante.

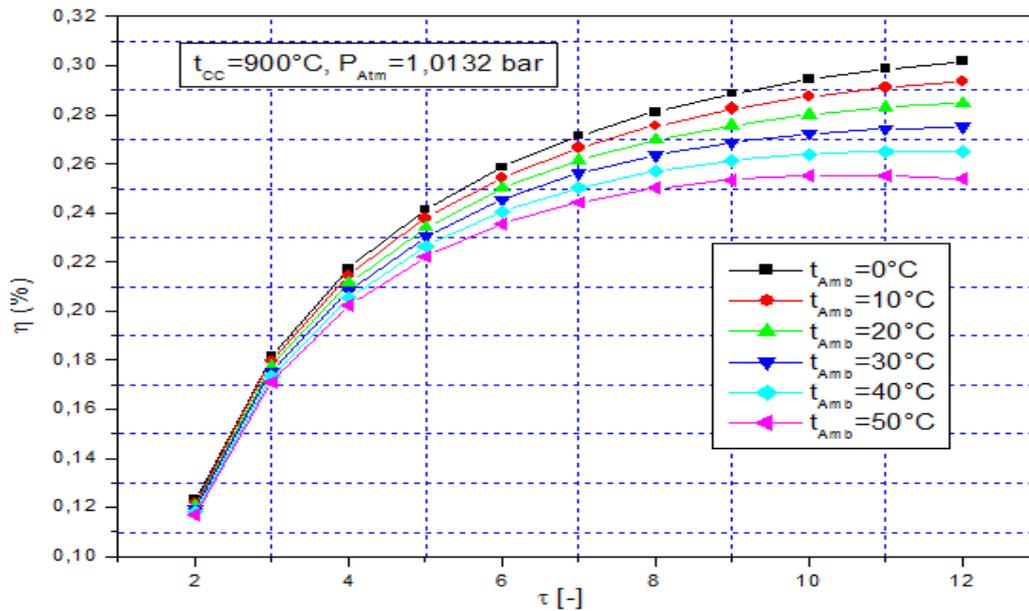


Figure 6-6 : Rendement thermique global

D'après la Figure 6-6, on constate que le rendement global atteint une valeur maximale pour $7 < \tau < 9$, lorsque la température ambiante devient importante ($\approx t_{Amb} > 30^\circ\text{C}$), il n'est pas conseillé de dépasser la valeur ($\tau \approx 7,3671$) [1, 2, 3].

6.3.2. Influence de la température ambiante sur le rendement

Pour une pression atmosphérique et un taux de compression fixes, $P_{Atm} = 1.0132$ bar, $\tau = 7.3761$, l'influence de la température ambiante sur les performances de la Tàg sont portées à la Figure 6-7.

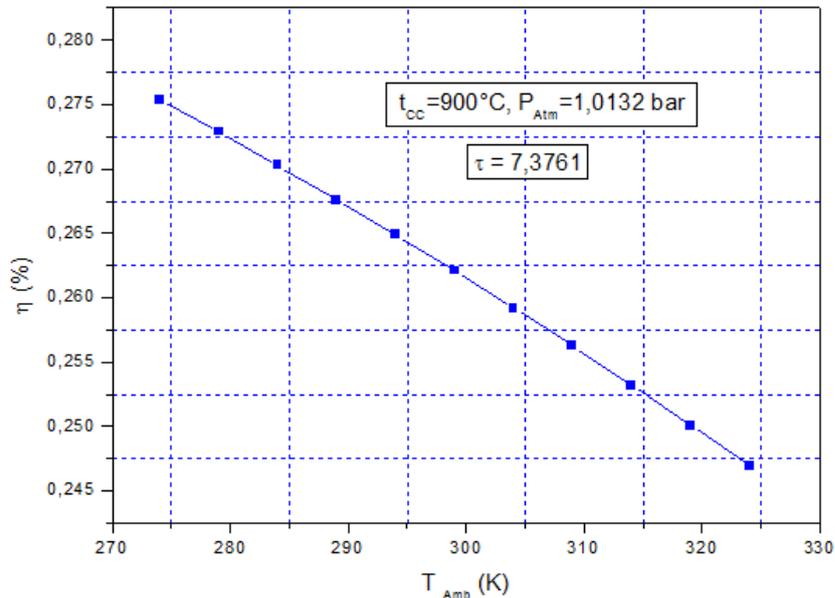


Figure 6-7 : Rendement thermique.

Cette figure montre que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

6. 4. État du cycle avec refroidissement évaporateur

Nous avons constaté que l'effet de la température de l'air ambiant est important sur les performances des turbines à gaz et plus particulièrement sur celles utilisées dans le sud saharien. Notre but est de rendre la Tàg utilisée dans ces conditions insensible à la variation de la température de l'air ambiant par le refroidissement de l'air par évaporation lorsque $T_{amb} > T_{iso}$.

6.4.1. Influence de la température ambiante sur l'évaporateur

Dans cette partie nous étudierons l'évaporateur dans un cas particulier, pour quantifier l'efficacité du refroidisseur par évaporation, afin de réduire la température de sortie de refroidisseur, en la fixant à la température standard $t = 15$ C°. L'efficacité du refroidisseur par évaporation traduit à chaque instant le niveau d'échange air - eau, il est fortement influencé par les différentes caractéristiques géométriques, environnemental (l'humidité et la vitesse de l'air)

comme il est montré dans le paragraphe (5.3). Dans notre étude on a choisi un refroidisseur avec un rendement de 80%.

La Figure 6-8 représente la variation du débit d'eau pour refroidir la température d'admission de l'air dans le compresseur axial aux conditions standards, en fonction de la température ambiante.

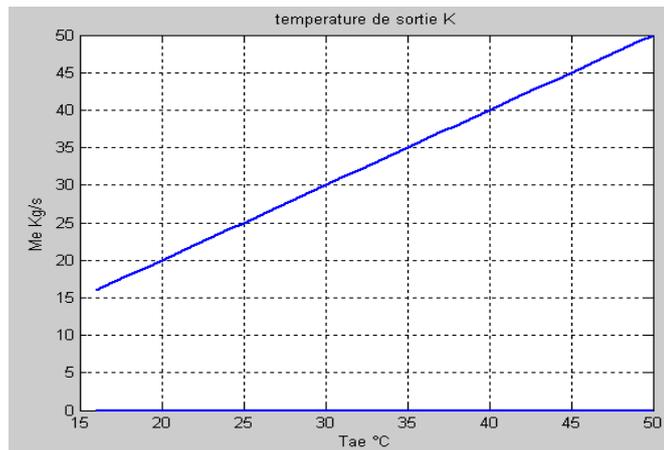


Figure 6-8 : Le débit d'eau en fonction de la température ambiante.

On observe que l'allure de la courbe de débit d'eau est une fonction linéaire de la température d'entrée de l'air.

Les Figure 6-9 montre les profils du rendement thermique global de la Tàg avec et sans refroidissement en fonction de la température ambiante. Ces courbes montrent une augmentation du rendement de la Tàg dès le début du refroidissement de l'air ambiant. Il varie entre la gamme de la température ($15^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{amb}} \leq 50^{\circ}\text{C}$) de 26,76% (climat standard) et 24,69% (climat chaud), mais dans le cas où on refroidit l'air à l'admission le rendement s'améliore de 26,76% (climat standard) et 25,38% (climat chaud).

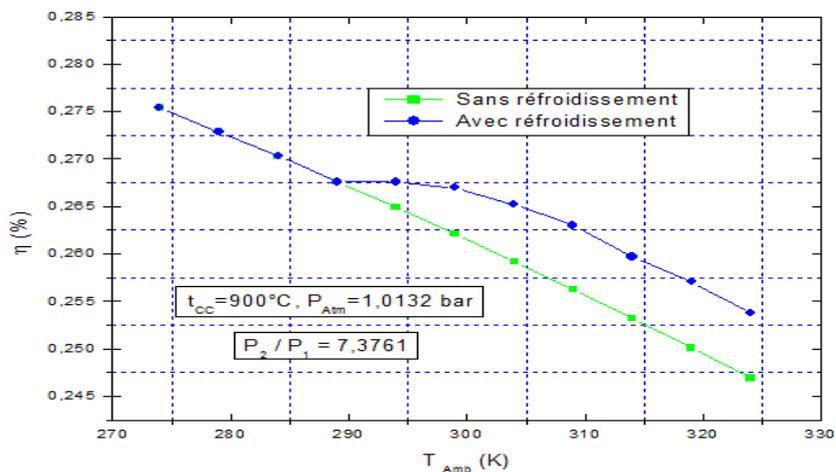


Figure 6-9 : Rendement thermique global de la Tàg

6.4.2. Effets du refroidissement par évaporation sur les performances de la Tàg

La région d'étude (HASSI R'MEL), est caractérisée par une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver, et des amplitudes thermiques importantes de l'air variant entre 0°C et 45°C [46]. Pour cette partie du travail, nous allons étudier l'effet de la variation de la température ambiante sur le travail spécifique de la Tàg, dont les caractéristiques sont définies en annexes, pour des humidités relatives, et des valeurs d'efficacité du refroidisseur variables 40%, 60%, 80% et 100%. Les Figure 6-10 représentent l'évolution du travail utile en fonction de la température ambiante pour différentes efficacités de refroidisseur.

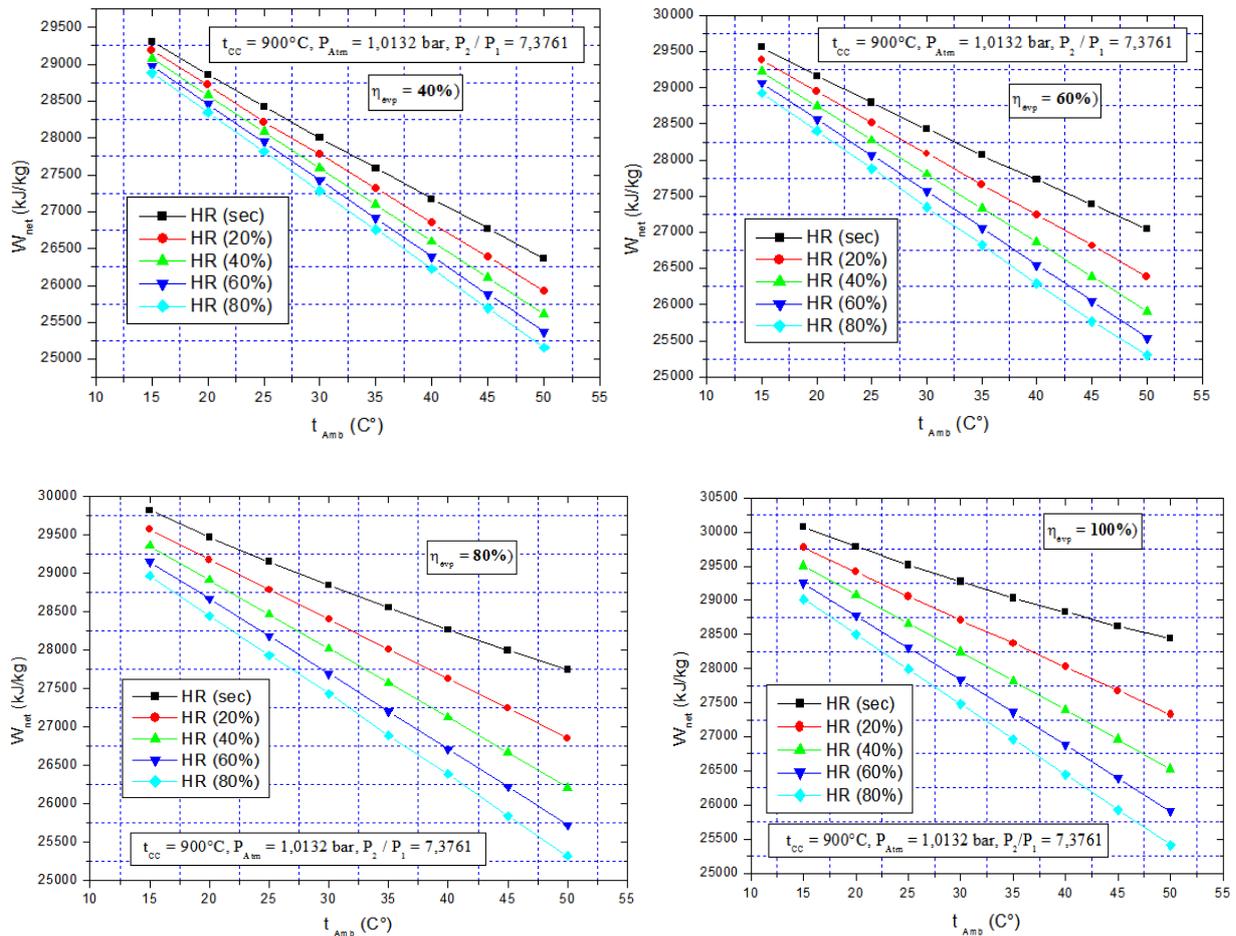


Figure 6-10 : Travail spécifique pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

Nous pouvons noter d'une part, une diminution significative du travail utile de la Tàg avec l'augmentation d'humidité relative et de la température de l'air ambiant. Toute fois le travail spécifique de la Tàg augmente remarquable en fonction de l'efficacité de l'évaporateur.

Les Figure 6-11 représentent l'évolution du rendement de la Tàg en fonction de la température ambiante pour différentes efficacités de refroidisseur.

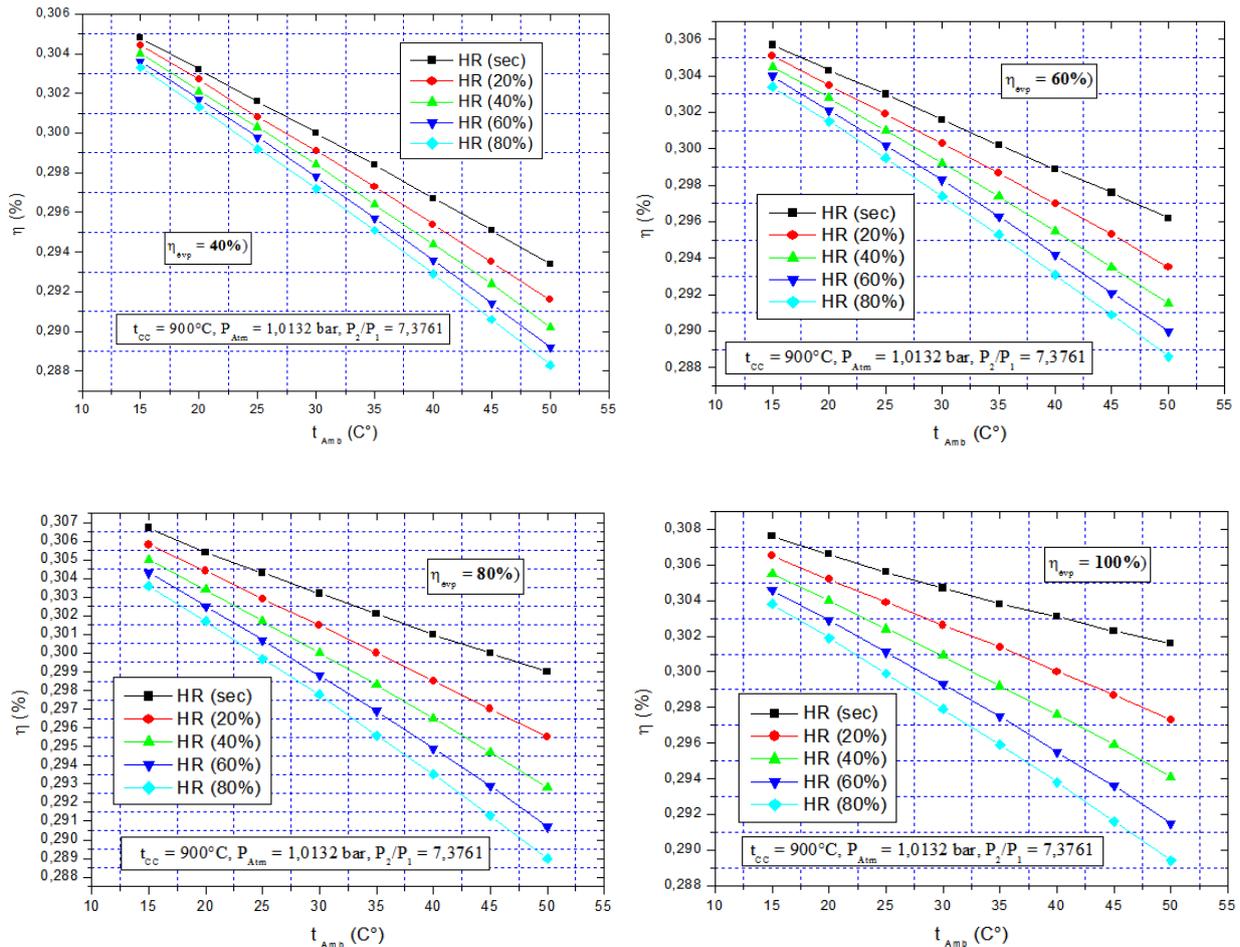


Figure 6-11 : Variation du rendement pour différentes efficacités du refroidisseur, 40%, 60%, 80% et 100%

Nous pouvons constater que les courbes du rendement thermique sont analogues à celles du travail spécifique utile de la Tàg.

Les Figure 6-12 montrent les caractéristiques de la Tàg avec et sans refroidissement en fonction de la température ambiante, pour un coefficient d'efficacité du refroidisseur de 80%, et une humidité relative de l'air ambiant de 60%. On constate que les deux paramètres sont proportionnels à la température de l'air à l'admission. On observe qu'à la température $T_{am}=50^\circ\text{C}$ le système de refroidissement fait passer le rendement thermique de la Tàg de 0,287 à 0,292 ce qui n'est pas négligeable.

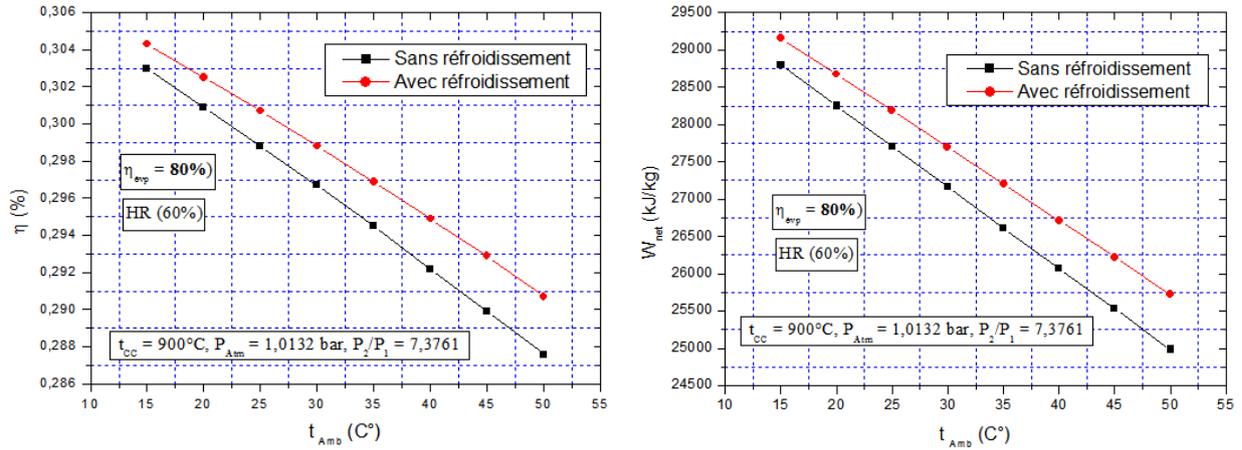
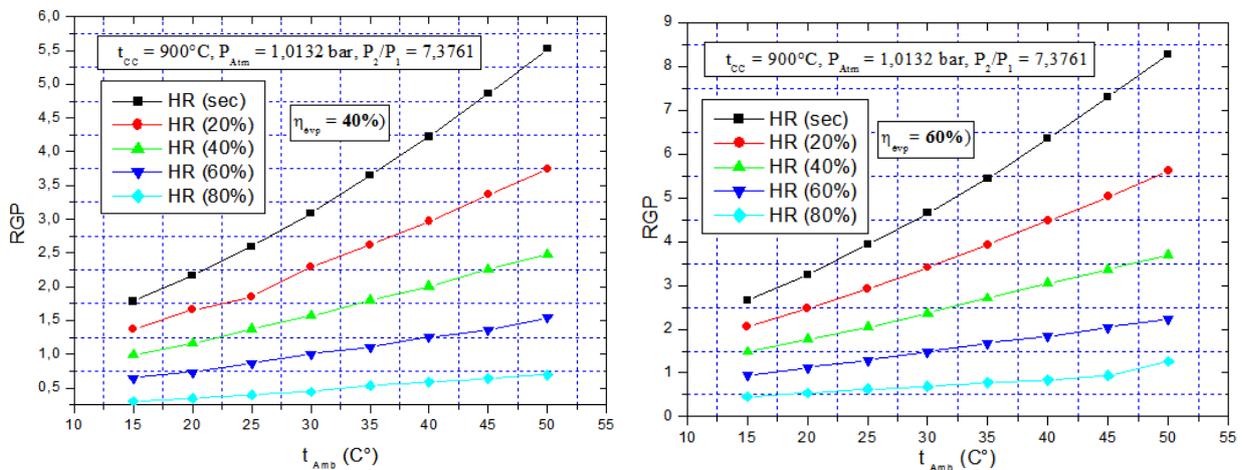


Figure 6-12 : Variation du travail spécifique utile et du rendement thermique global

6.4.3. Influence de la température ambiante sur le RGP

Dans cette partie, nous allons appliquer les équations (5.47) et (5.48) pour le système de refroidissement de l'air. La Figure 6-13 représente la variation du gain de puissance relatif (RGP) de la T_{ag} avec le refroidissement en fonction d'une humidité relative et de la température ambiante variable de l'air à l'admission pour quatre efficacités du refroidisseur.

On constate que l'augmentation du RGP est liée à l'augmentation de l'efficacité du refroidisseur, ainsi qu'à la diminution de la température ambiante. Nous remarquons une augmentation intéressante du RGP lorsque l'humidité relative diminue considérablement, on gagne plus de 5 points à une température ambiante $T_{am} = 50^\circ\text{C}$ lors du passage de l'humidité maximale 80% à l'humidité minimale sec 0%.



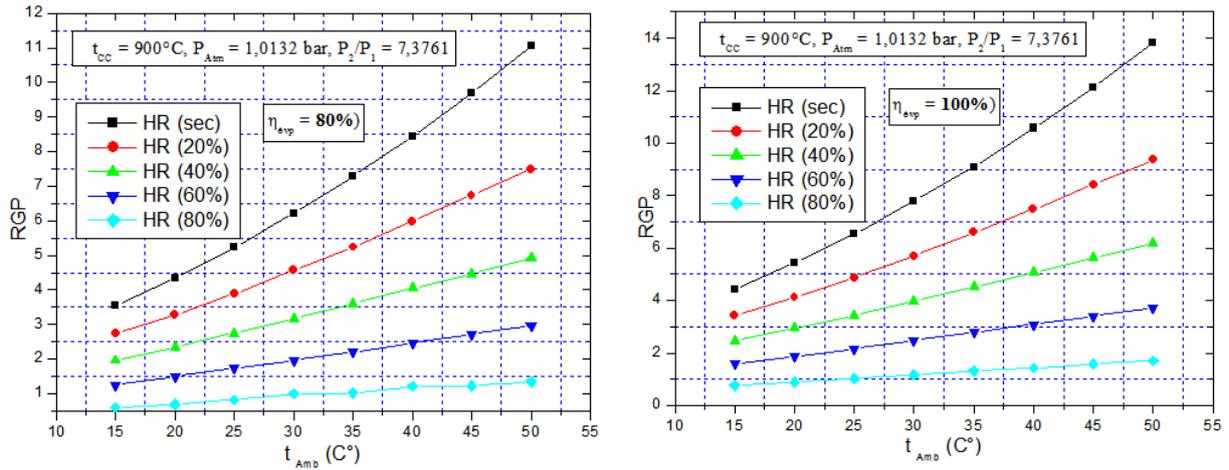
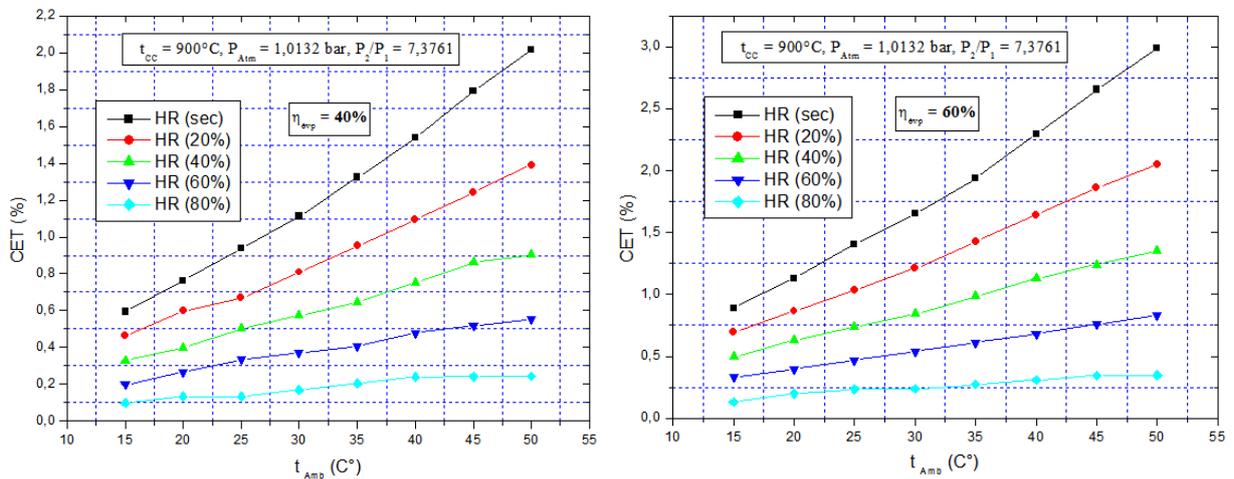


Figure 6-13 : Variation du RGP pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

Les résultats trouvés montrent l'importance des paramètres considérés et leur influence sur les performances de la Tàg.

6.4.4. Influence de la température ambiante sur le CET

Nous représentons sur la Figure 6-14 la variation de l'efficacité thermique (CET) pour la Tàg avec refroidissement par évaporation de l'air d'admission en fonction de l'humidité relative et de la température ambiante variable pour quatre efficacités de l'évaporateur.



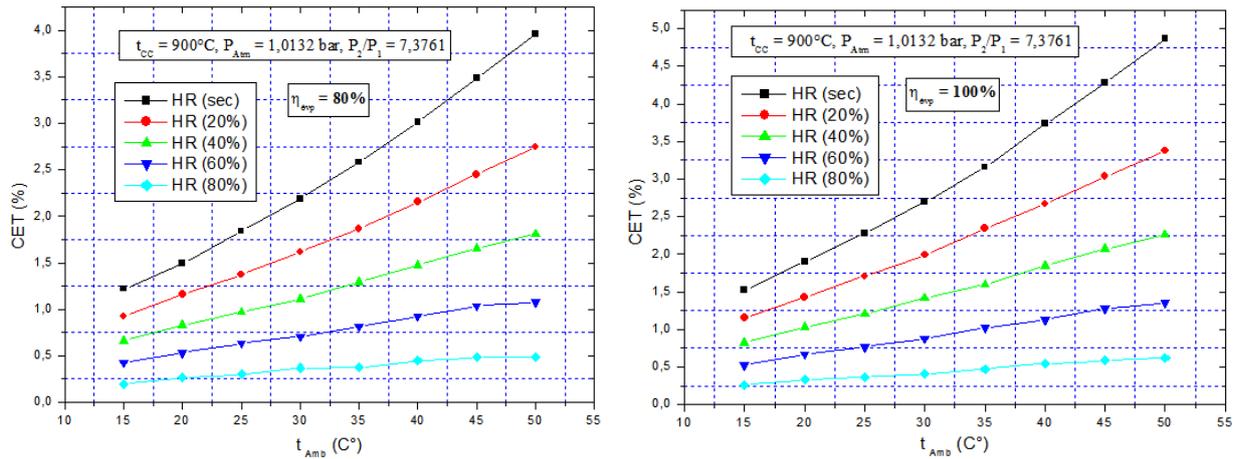
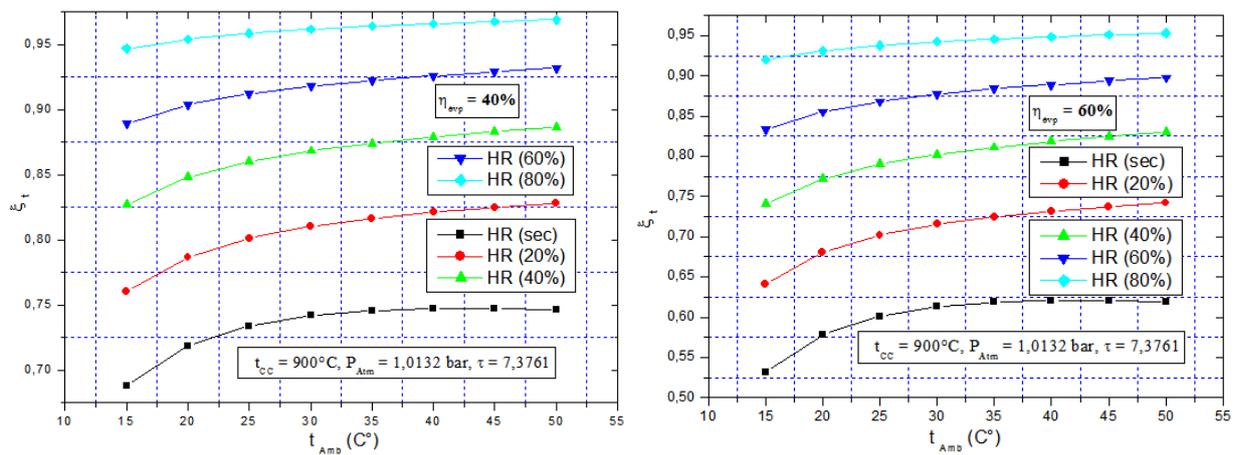


Figure 6-14 : Variation du CET pour différentes efficacités d'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

Nous constatons les mêmes allures de courbes que lors du calcul du RGP, avec une valeur maximale du CET de 5% au lieu de 13,5% pour RGP.

6.4.5. Influence de la température ambiante sur le ξ_t

Le rapport des températures d'air d'entrée et de sortie du refroidisseur en fonction de la variation de la température ambiante et de l'humidité relative pour quatre efficacités de l'évaporateur est illustré à la Figure 6-15. Les courbes montrent que le refroidissement par évaporation est plus efficace pour l'air sec que pour l'air très humide.



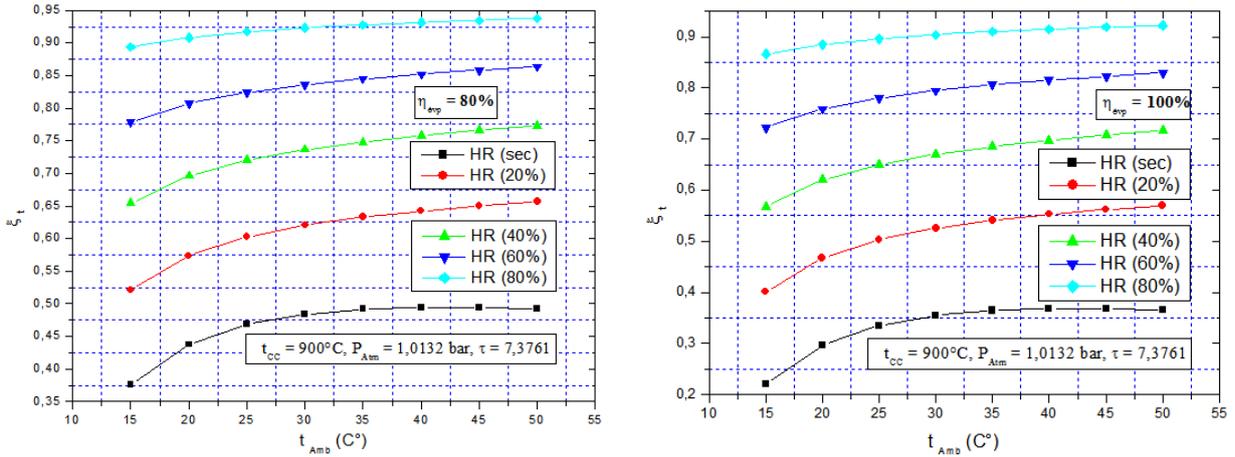


Figure 6-15 : Rapport des températures de sortie et d'entrée de l'évaporateur 40%, 60%, 80% et 100%

6.4.6. Validation des résultats

La validation de l'étude réalisée passe par la comparaison des résultats obtenus, avec ceux de la littérature. A cet effet, les conditions d'entrée à l'amont du compresseur sont fixes (conditions standard). Pour une gamme de températures d'air à refroidir, les performances obtenues ont été comparées à celles de la littérature.

La Figure 6-16 indique les différents facteurs obtenus par le refroidisseur on fonction de la température ambiante, pour une efficacité d'évaporateur à 80% et avec une humidité relative de l'air ambiant de 60%. L'examen de l'ensemble de ces courbes montre que lorsque la température ambiante augmente, on obtient une augmentation du RGP important, mais avec une augmentation légère de CET. Par contre, le rapport de la température entre l'entrée et la sortie de refroidisseur ξ_t ne peut être atteint que pour les climats secs.

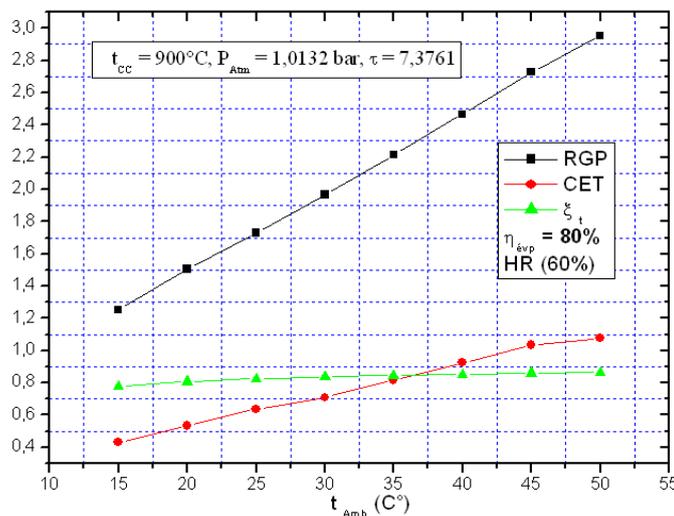


Figure 6-16 : Variation des facteurs d'exploitation lors du refroidissement de l'air (RGP, CET et ξ_t)

Les Figure 6-17, 6-18 et 6-19 représentent respectivement la variation du rapport de gain de puissance, l'efficacité thermique et le rapport entre les températures de l'air à la sortie et à l'entrée du refroidisseur ayant une efficacité de 80% et un taux d'humidité de l'air minima (0%) et maximale de 60% en fonction de la température ambiante.

En comparant les courbes obtenues, on observe dans les deux premières (RGP et CET) une augmentation significative entre le climat humide et sec ($0 \leq HR \leq 60\%$), par contre, pour le rapport ξ_T , au delà de la température ambiante de l'air $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$, il reste sensiblement constant.

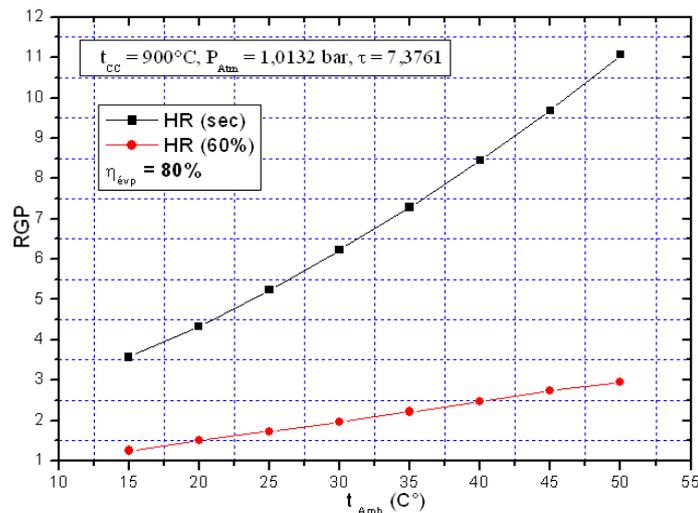


Figure 6-17 : Variation du RGP en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale

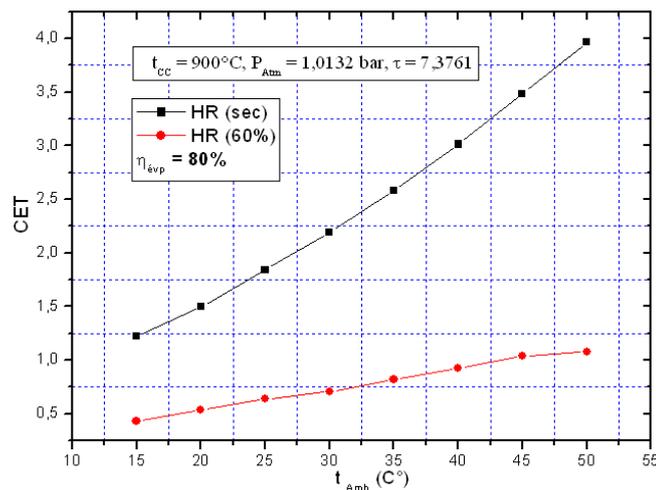


Figure 6-18 : Variation du CET en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale

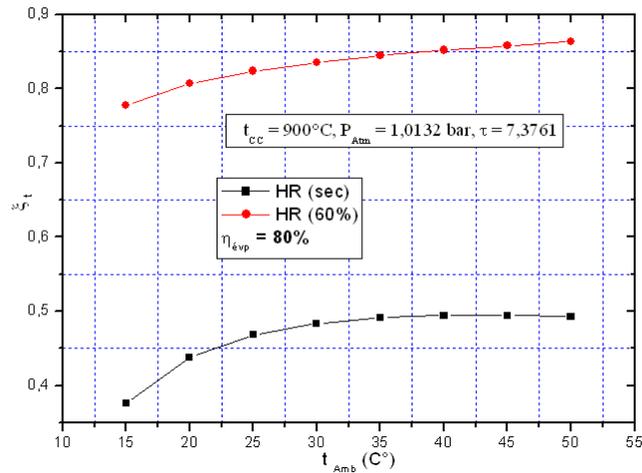


Figure 6-19 : Variation du ξ_t en fonction de la température ambiante pour l'humidité minimale et maximale

6. 5. Conclusion :

En étudiant les effets des conditions climatiques sur les performances de la Tàg, nous pouvons affirmer que la présence du refroidisseur de la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur fait augmenter notablement la masse volumique du fluide ce qui s'accompagne d'une amélioration du rendement global de la Tàg. L'analyse des résultats obtenus par notre code de calcul montre qu'ils sont en bonne concordance avec ceux des études précédentes [1, 2, 3, 53, 56].

CONCLUSION GÉNÉRALE

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans différents domaines de l'industrie (pétrolière, gazière, production d'électricité ...), et vu le facteur coût d'énergie, qui est très élevé, le développement des moyens d'amélioration de leurs performances est devenu nécessaire tant sur le plan scientifique que technologique. En effet, l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs essentiels que sont : La connaissance précise des caractéristiques de la turbine, de ses performances, compte tenu de l'endroit géographique et des conditions climatiques du lieu d'installation.

Au terme de ce travail, nous avons présenté l'étude et le développement de plusieurs techniques de refroidissement de la température de l'air d'admission qui ont été appliquées dans un cycle de Tàg, ce qui a augmenté la charge massique. L'étude des conditions sur site, et plus précisément, la température ambiante et l'humidité relative, influencent l'efficacité de la Tàg, plus particulièrement dans le désert algérien. La méthode appliquée était le refroidissement par évaporation de la température de l'air d'admission dans le compresseur axial.

D'après la recherche bibliographique, le refroidissement de l'air ambiant est lié aux conditions climatiques, il est peu fréquent dans le monde, car employé dans les régions chaudes de la planète (le cas de l'Algérie). Cette recherche a permis de trouver des travaux similaires traitant le refroidissement de l'air d'admission par différentes méthodes d'utilisation dans d'anciennes études. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Un code de calcul EES (Engineering Equation Solver) a été utilisé pour appliquer une méthodologie analysant le potentiel du cycle de fonctionnement et montrant les différents points du cycle. Dans la première étape (chapitre quatre), nous avons introduit les données et les équations de la Tàg GE MS5002 de Hassi R'mel dans l'EES, et nous avons obtenu les bilans énergétiques de l'installation avec cycle simple, ces résultats ont été conformes au modèle d'application analytique.

Dans la seconde étape, les résultats ont été validés par le code de calcul EES ; une fois les paramètres de fonctionnement connus, le calcul des performances de l'installation sont recalculés en refroidissant la température de l'air d'admission.

Les résultats de la simulation numérique nous ont permis de sortir avec plusieurs constatations sur les effets des conditions in-situ sur le rendement de la Tàg. Nous résumons dans ce qui suit, les principaux résultats obtenus :

1. Les performances de la Tag ont une forte dépendance des conditions climatiques.
2. Le processus de refroidissement par évaporation est très efficace pour les climats secs, d'autre part, il est limité par la température humide.
3. Le refroidissement de la température de l'air d'admission produit une augmentation de la densité de l'air, ce qui influe directement sur la charge massique du fluide en circulation entraînant ainsi une augmentation de puissance.
4. L'étude de sensibilité des performances de la Tàg a permis de constater que l'élévation de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant, aussi minime soit elle, fait chuter leur efficacité.
5. Cette technique de refroidissement a permis d'améliorer le rendement de la Tag, par rapport au changement de température (lorsque la température atteint 50°C, le rendement de la Tag augmente de 1.5%).

Pour conclure, cette étude nous a permis de comprendre le comportement des conditions climatiques et leurs effets directs sur les performances de la Tag, les résultats obtenus comparés aux résultats des études précédentes et des travaux publiés, sont similaires et encourageants pour une continuité de la recherche dans ce sens afin de l'appliquer en pratique.

Perspectives et recommandations :

Le modèle numérique développé dans le cadre de la présente étude ouvre la voie à des études expérimentales ou des simulations concernant le refroidissement de l'air pour améliorer les cycles simple et avec cogénération des Tàg. Parmi les points qui restent à étudier dans les perspectives d'une continuation de cette étude, on peut citer :

- ✓ L'application expérimentale de la technique proposée dans un cas réel, pendant une période où la température est très élevée.
- ✓ Introduire l'approche du refroidissement étudié dans un programme regroupant tous les facteurs d'influence tel que : La température ambiante, taux de compression, l'humidité relative, combustible et l'efficacité du refroidisseur et sortir avec des résultats

permettant d'optimiser les performances d'exploitation des turbines à gaz dans les conditions in-situ.

- ✓ Dimensionner un refroidisseur par évaporation pour atteindre une température de sortie fixée aux conditions standards (15°C) lorsque la température ambiante ne dépasse pas les 55°C.
- ✓ Effectuer un modèle de couplage de plusieurs méthodes d'amélioration, de récupération, de réchauffage, de refroidissement intermédiaire, de traitement de l'air à l'amont du compresseur et d'injection de vapeur dans un cycle simple, pour arriver à mettre en place un modèle qui fonctionne continuellement.

En fin, nous souhaitons que notre modeste recherche fondée sur une étude théorique puisse être une source de travail pour les étudiants, et prise en considération à l'avenir, plus précisément en pratique. Ainsi, ce travail a été réalisé avec l'intention d'une continuation dans de futurs travaux de recherche, pour apporter d'autres contributions dans le domaine de l'efficacité d'énergie, et de la lutte contre la pollution atmosphérique lors de l'exploitation des Tag.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1- Articles et thèses

- [1] A. BOUAM, R. KADI & S.AISSANI, « Amélioration des performances des turbines a gaz par l'injection de la vapeur d'eau a l'amont de la chambre de combustion », 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France du 28 au 30 Août 2007.
- [2] A. BOUAM, S. AISSANI & R.KADI, « Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions », Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 63, No.2 (2008).
- [3] A BOUAM, S. AISSANI & R.KADI, « Amélioration des performances des turbines a gaz par l'injection de la vapeur d'eau a l'amont de la chambre de combustion », Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2, 291 – 306 (2008).
- [4] Ali S, A et Webb H A, « Advanced turbine systems program requirements and an approach to implementation», ASME Paper No. 94-GT-411 (1994).
- [5] Alhazmy, M. M., and Najjar, Y. S. H., « Augmentation of gas turbine performance using air coolers », App. Thermal Engineering, Vol. 24, pp 415- 429 (2004).
- [6] Alhazmy MM, Jassim RK, Zaki GM., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », International Journal of Energy Research 30:777- 797 (2006).
- [7] Ameri M, Nabati H. Keshtgar A., « Gas turbine power augmentation using fog inlet cooling system. Proceedings », ESDA04 7th Biennial conf. engineering systems design and analysis, Manchester UK, paper ESDA - 58101 (2004).
- [8] Ameri M, Hejazi SH., « The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller », Appl. Ther. Eng., 24: 59-68 (2004).
- [9] Ameri M, Hejazi SH, Montaser K., « Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines », Appl. Ther. Eng., 25: 241-251 (2005).
- [10] Amir Abbas Zadpoor et Ali Hamedani Golshan., « Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system », Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran 16844, Iran Energy 31- 2652–2664 (2006).

- [11] Ameri M, Shahbazian HR, Nabizadeh M., « Comparison of evaporative inlet air cooling systems to enhance the gas turbine generated power ». *Int. J. Energy Res.* 31: 483-503 (2007).
- [12] André BAILLY, Michel CLERC-RENAUD Emmanuel RUTMAN Claude TERNANT « Traitement de l'air et climatisation Les composants et leurs fonctions » *Techniques de l'Ingénieur* BE 9 271
- [13] Bannister R. L, Cheruvu N. S, Little D. A, and Mc Quiggan G., « Development requirements for an advanced gas turbine system », *ASME Paper No. 94-GT-388* (1994).
- [14] Beshkani A, Hosseini R., « Numerical modeling of rigid media evaporative cooler », *Applied Thermal Engineering* ;26:636–43 (2006).
- [15] Brandt. D. E., « The design and development of an advanced heavy-duty gas turbine », *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 110, pp 243-250 (1988).
- [16] Boonnasaa S, Namprakaia P, Muangnapoh T., « Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller », *Ener.*, 31: 2036-2046 (2006).
- [17] Castro, W. P. Pimenta, J.M.D., « Modelagem da Transferência de Calor e Massa para Simulações de Painéis Evaporativos Comerciais », *COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, 2003
- [18] Chase. D. L., « Combined Cycle development evolution and future », *GE Power Systems*, GER-4206, April (2001).
- [19] Cincotta G. A., « The testing of GE's MS7001F gas turbine », *Diesel & Gas Turbine Worldwide*, January - February (1991).
- [20] Corman J. C., « Gas turbine power generation evolutionary advances for the future », *ASME Paper No. 95-GT-271* (1995).
- [21] COLLIGNAN. B., « Efficiency of Direct Evaporative Cooling », document non publié, CSTB, (1997).
- [22] Cortes, C. P. E., et Willems, D., « Gas turbine inlet cooling techniques,: An overview of current technology », *Proceedings Power GEN, Las Vegas Nevada* Dec. 9-11 (2003).
- [23] Diakunchak I. S, Gaul G. R, McQuiggan G, and Southall L. R., « Siemens Westinghouse advanced turbine systems program final summary », *ASME Paper No. GT-30654* (2002).
- [24] Der V. K., « Vision 21 – A program for clean energy in the new millennium », *13th U. S. –Korean joint workshop on energy and environment*, September (1999).
- [25] Dowdy, J.A. and Karabash, N.S., « Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media », *ASHRAE Transactions*, part 2, Vol. 93, pp. 382-395 (1987).
- [26] Dossat RJ., « Principles of Refrigeration », *Wiley: New York* (1997).

- [27] Eckardt. D and Ruffli. P., « Advanced gas turbine technology - ABB/BBC historical firsts », ASME PaperNo. 2001-GT-0395, (2001).
- [28] FISAIR, S.L., « Manuel d'instructions Humidificateurs Evaporatifs HEF1/2/3 », Uranio,20 - P.I. AIMAYR28330 San Martin de la Vega MADRID (SPAIN).
- [29] Garooci Farshi L, Seyed Mahmoudi S. M & Mosafa A. H., « Improvement of simple and regenerative gas turbine using simple and ejector-absorption refrigeration », IUST International Journal of Engineering Science, Vol. 19, No.5-1, Page 127-136 (2008).
- [30] GEPS Oil & Gas Technical Training., « Turbine a gaz ms 5002 C LHE –manuel de formation pour la conduite et l'entretien », Nuovo Pignone, AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2, LOCALITE':ALGERIE (2001).
- [31] Horlock J. H, Eng F.R, F.R.S., « Advanced gas turbine cycles », First edition (2003).
- [32] Hosseini R, Beshkani A, Soltani M., « Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler », Energy Conversion and Management 48 - 1055–1064 (2007).
- [33] Is'haq Al-Tobi., « Performance Enhancement of Gas Turbines by Inlet Air Cooling », international conference on communication, computer and power (ICCCP'09) MUSCAT, FEBRUARY 15-18 (2009).
- [34] Jaber Q.M, Jaber J.O, Khawaldah M.A., « Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems », Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering. All rights reserved 8 - Volume 1, Number 1 - ISSN 1995-6665 (2007).
- [35] Jeffs. E, « Franz Stolze: gas turbine engineer ahead of his time », Gas Turbine World, May-June (1986).
- [36] Jean Castaing - Lasvignottes ., « Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur », Université de Pau et des pays de l'Adour., (2002).
- [37] Johnson RS., « The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine », J. Eng. Gas Turbine Power, 111: 327-334 (1989).
- [38] Jonsson M, Yan J., « Humidified gas turbines », A review of proposed and implemented cycles, Energy 30: 1013-1078 (2005).
- [39] Kakaras E, Doukelis A, Karellas S., « Compressor intake air cooling in gas turbine plants », Energy, 29: 2347-2358 (2004).
- [40] Kamal NA, Zuhair AM., « Enhancing gas turbine output through inlet air cooling », Sudan Eng. Soc. J., 52(4-6): 7-14 (2006).
- [41] Kadi R, Bouam A and Aissani S., « Analyze of gas turbine performances with the presence of the steam water in the combustion chamber », Revue des Energies Renouvelables ICRESD-07 Tlemcen 327 – 335 (2007).

- [42] KADEM Lyes., « Thermodynamics II » (2007).
- [43] Klein, K. A. et Alvarado, F. L., « EES Engineering Equation Solver », 4406 Fox Bluff Rd Middleton, WI, 53562 (2004).
- [44] Korakianitis T, Wilson DG., « Models for predicting the performance of Brayton - cycle engines », Journal of Engineering for Gas Turbine and Power 116:381–388 (1994).
- [45] Layne A. W., « Developing the next generation gas turbine systems – A national partnership », ASME Paper No. 2000-GT-176, June (2000).
- [46] Laissaoui M., « Amélioration des performances d’une installation de turbine à gaz par refroidissement de l’air d’admission », Mémoire de Magister , Faculté des sciences de l’ingénieur (UMBB/2012).
- [47] Leonardo., « Efficacité énergétique », ENERGY Climatisation, Juillet (2010).
- [48] Liu YL, Wang RZ., « Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr–H₂O absorption system », Renew. Ener., 29: 1677-1695 (2004).
- [49] Lucia M, Bronconi R, Carnevale E., « Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans », ASME, 116: 360-365 (1994).
- [50] Maria J, Jinyue Y., « Humidified gas turbines - A review of proposed and implemented cycles », Ener., 30: 1013-1078 (2005).
- [51] Machines Tournantes., « Turbines à gaz - Technologie et fonctionnement », ENSPM Formation Industrie – IFP Training (2005).
- [52] Marcos BB, João MD., « Theoretical analysis of air conditioning by evaporative cooling influence on gas turbine cycles performance », 18th International Congress of Mechanical Engineering., November 6-11. Ouro Preto, MG (2005).
- [53] Majed M. Alhazmy, Rahim K. Jassim, et Galal M. Zaki., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », international journal of energy research Int. J. Energy Res ; 30:777–797 (2006).
- [54] Mc Quiston, F. C. Parker, J. D. Spilter, J. D., « Heating, Ventilating and Air conditioning », Design and analysis, 5th edition, John Wiley, NY (2000).
- [55] Meherwan P. Boyce, Ph.D., P.E., « Gas Turbine Engineering Handbook », Third Edition., Copyright © (2006).
- [56] Mohsen Thabet, Ammar ben Brahim, Rahim K. Jassim., « limits of inlet air cooling system of gas turbines performance enhancement in hot and humid climates », (2005).
- [57] Mohanty B, Paloso G., « Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller », Heat Recovery Syst. CHP, 15(1): 41-50 (1995).

- [58] MUNTERS., « COOLbox CB7 à CB50, Refroidisseur d'air par évaporation », documentation technique, 15p (2000).
- [59] Muthana Dr. Aldoory K., « The Influence of Water Injection on Two - Shaft Gas Turbine Performance with Regeneration », Eng. & Tech. Journal, Vol.28, N°2 (2010).
- [60] Ondryas IS Wilson DA, Kawamoto M, Haub GL., « Option in gas turbine power augmentation using inlet air chilling », J. Eng. Gas Turbines Power, 113(2): 203-211 (1991).
- [61] Paepe M De, Dick E., « Technological and Economical Analysis of Water Recovery in Steam Injected Gas Turbines », Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 135-156 (2001).
- [62] Pankaj K. Patel B.E., « Better power generation from gas turbine along with improved heat rate », International Conference – Power gen Intl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta (2001).
- [63] PIEC., « Données constructeurs de Premier Industries », consultées sur <http://www.piec.com> (mai 2000).
- [64] Philippe DENIS., « Inauguration de la Turbine à Combustion d'Arrighi 2, première étape d'un programme pour renforcer l'alimentation électrique en Île de France », Centrale thermique de Vitry sur Seine. Dossier de presse, Janvier (2008).
- [65] Razak Y. A. M., « Industrial gas Turbines Performance and operability », by Taylor & Francis Group, LLC (2007).
- [66] Rahim K. Jassim, Galal M. Zaki and Majed M. Alhazmy., « Thermo-economics analysis of gas turbines power plants with cooled air intake », Yanbu Journal of Engineering and Science Vol. 1 October (2010).
- [67] Reggio M et Trépanier J-Y., « Théorie des turbomachines », Ecole polytechnique Montréal.
- [68] Saravanamuttoo, H.I.H., COHEN, H., ROGERS, GFC., « Gas Turbine Theory », 4^a Edição, (1996).
- [69] Sadrameli SM, Goswami DY., « Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle », Appl. Ener., 84: 254-265 (2007).
- [70] Scalzo. A. J, Bannister R. L, DeCorso. M, et Howard. G. S., « Evolution of heavy-duty power generation and industrial combustion turbines in the United States », ASME Paper No. 94-GT-488 (1994).
- [71] STABAT Pascal, MARCHIO Dominique., « Humidificateur par ruissellement à recirculation d'eau », Ecole des Mines de PARIS, Centre d'Energétique (06 février 2001).
- [72] Thamir K. Ibrahim, M. M. Rahman1 and Ahmed N. Abdalla., « Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems », A technical review, International Journal of Physical Sciences Vol. 6(4), pp. 620-627, 18 February (2011).
- [73] « The world's first industrial gas turbine set at Neuchatel (1939) », An international historic mechanical engineering landmark, ASME publication, September 2, (1988).

- [74] Termuehlen. H., « Forty years of combined cycle power plants », Energy-Tech, ASME Publication, October (2002).
- [75] Wu J.M, Huang X, Zhang H., « Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler China Science Direct pages 980-984, (2008).
- [76] Zadpoor AA, Golshan AH., « Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system », Ener., 31: 2652-2664 (2006).

2- Pages Web

- [ACADEMIC JOURNALS] : <http://www.academicjournals.org>
- [CASTAING] : <http://www.castaing.free.fr>
- [CETIAT] : <http://www.cetiat.fr>
- [GALILEO] : <http://galileo.cyberscol.qc.ca/InterMet/eau/evaporation.htm>
- [THERMEXCEL] : <http://www.thermexcel.com/french/program/psychrom.htm>

ANNEXE

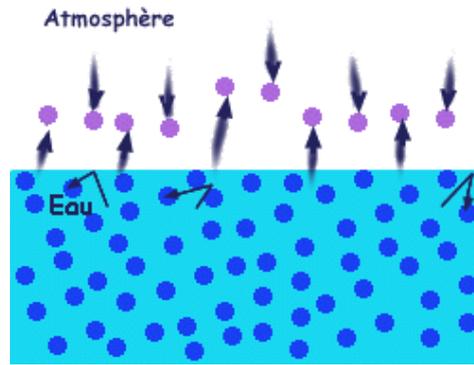
ANNEXE A :

Les Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz

Puissance de la turbine (constructeur)	$P_{Const} (kW)$	26 MW
Température de la chambre de combustion	$t_{CC} (°C) , t_3$	930 /1230 °C
Pouvoir calorifique inférieur du combustible GN	$PCI (kJ / kg.K)$	44550 kJ/kg.K
Rendement polytropique du compresseur	$\eta_c (\%)$	87%
Rendement polytropique de la turbine T_{HP}	$\eta_{T_{HP}} (\%)$	88%
Rendement polytropique de la turbine T_{BP}	$\eta_{T_{BP}} (\%)$	88%
Rendement de la combustion	$\eta_{CC} (\%)$	97%
Rendement mécanique	$\eta_{méc} (\%)$	96%
Taux de compression du compresseur axial	ε	7
Température de l'air ambiant	t_{Adm}	15 °C, 288 K
Pression de l'air ambiant	P_{Adm}	1,0132 bar
Vitesse de la turbine T_{HP} :	N	5100tr/mn
Vitesse de rotation de la turbine T_{BP} :	$N_{T_{BP}}$	4670tr/mn
Coefficient de perte de pression à l'entrée	σ_e	0,98
Chaleur spécifique de l'air	$C_{p \text{ air}}$	1005 j /Kg.k
Chaleur spécifique de gaz	$C_{p \text{ gaz}}$	1105 j /Kg.K
	\dot{m}_{air}	123,6 Kg/s

L'évaporation

L'évaporation est le passage de la phase liquide d'une substance à sa phase gazeuse. Comme toutes les matières, l'eau est constituée de molécules qui s'attirent mutuellement et vibrent plus ou moins fort selon leur énergie cinétique (vitesse). L'énergie cinétique des molécules d'eau est d'autant plus grande que leur température est haute. La force d'attraction des molécules du liquide rend difficile l'échappement des molécules de la surface du fluide vers l'atmosphère.



Seules les molécules d'eau les plus énergétiques arriveront à briser la force d'attraction pour s'arracher de la surface du liquide et se retrouver sous forme de vapeur dans l'air. Les molécules les plus énergétiques sont les plus chaudes et lorsqu'elles s'échappent en emportant leur chaleur, l'énergie cinétique moyenne de la masse d'eau (c'est-à-dire la température) diminue. L'évaporation est un processus qui provoque le refroidissement de l'air environnant parce que les molécules d'eau puisent leur énergie dans l'environnement [GALILEO] et [THERMEXCEL].

Température humide

La température humide (T_w) est la température qu'une parcelle d'air, ayant une température T et un contenu en vapeur d'eau de Y , atteindrait si on y évaporait de l'eau liquide jusqu'à saturation tout en gardant la pression constante.

Obtention par calcul

- Indirectement, si on a seulement la température et le contenu en eau de l'air :

On calcule le T_w itérativement par :

$$T_w = -\frac{L}{Cp} \left(\epsilon \frac{p_A}{p} e^{\frac{-T_B}{T_w}} - \omega \right)$$

Où :

- ω = taux d'humidité : rapport de mélange (g de vapeur d'eau / kg d'air sec),
 - L = L'énergie pour évaporer l'eau, faiblement dépendante de la température mais environ 2 500 J/g),
 - Cp = Chaleur spécifique à pression constante ($1005 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),
 - $p_A = 2,53 \times 10^8 \text{ kPa}$,
 - $T_B = 5,42 \times 10^3 \text{ K}$,
 - $\epsilon = 0,622$ (sans dimension).
- Approximation avec la température sèche et l'humidité relative

Domaine : T_s de 15 à 35 °C et h_r de 20 à 90 %.

$$T_w = 0,2831 \cdot h_r^{0,2735} \cdot T_s + 0,0003018 \cdot h_r^2 + 0,01289 \cdot h_r - 4,0962$$

Cette approximation possède une erreur de $\pm 0,12$ °C sur son domaine. L'erreur augmente rapidement pour une humidité plus basse que 20 % ou pour une température plus basse que 15 °C et tend à surestimer la température humide à des plus hautes températures. Toutefois, l'erreur est encore plus petite que 0,5 °C pour des températures allant jusqu'à 65 °C.

Humidité relative

L'humidité relative de l'air, couramment notée Θ , correspond au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante à la même température. Elle est donc une mesure du rapport entre le contenu en vapeur d'eau de l'air et sa capacité maximale à en contenir dans ces conditions. Ce rapport changera si on change la température ou la pression bien que l'humidité absolue de l'air n'ait pas changée. L'humidité relative est souvent appelée degré hygrométrique. Elle est mesurée à l'aide d'un hygromètre.

Notée HR est le rapport entre la quantité d'eau présente dans l'air et la quantité maximale d'eau que l'air pourrait contenir à la même température. C'est aussi le rapport entre la pression de vapeur et la pression de vapeur saturante :

$$HR = \frac{P_v}{P_{v\text{sat}}}$$

Humidité absolue

L'humidité absolue est définie pour l'air humide (ou d'autres gaz) comme sa teneur en vapeur d'eau. Elle est limitée par la quantité maximale que le gaz peut absorber avant qu'il y ait saturation à la température de celui-ci.

Notée Y est la quantité d'eau contenue dans l'air, elle est exprimée en gramme (s) par kilogramme d'air sec :

$$Y = \frac{m_v}{m_{\text{air sec}}} = \frac{M_v \cdot P_v}{M_{\text{air sec}} \cdot P_{\text{air sec}}}$$

$$Y = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v}$$

Enthalpie spécifique

Symbolisée par la lettre h^* . Cela correspond à l'énergie contenue dans le fluide dans un état donné (température, pression... fixés).

- L'enthalpie spécifique de l'air sec est donnée par : $h_a^\square(\theta) = c_a \cdot \theta$

avec $c_a \approx 1,006 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$ capacité calorifique de l'air pour des températures d'air comprises entre -20°C et 50°C .

L'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau est donnée par : $h_v^*(\theta) = L_v(0) + c_v \cdot \theta$ avec $L_v(0) \approx 2500,8 \text{ kJ}/\text{kg}$ chaleur latente de vaporisation et $c_v \approx 1,8266 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$ capacité calorifique de la vapeur.

L'enthalpie spécifique de l'eau liquide est donnée par : $h_l^*(\theta) = c_l \cdot \theta$

Avec $c_l \approx 4,194 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$ capacité calorifique de l'eau liquide pour des températures d'air comprises entre 0°C et 50°C .

L'enthalpie spécifique de l'air humide est donnée par : $h_{\theta Y} = h_a^* + Y \cdot h_v^*$ si $Y < Y_{sat}$

$$h_{\theta Y} = h_a^* + Y_{sat} \cdot h_v^* + (Y - Y_{sat}) \cdot h_l^* \quad \text{si } Y > Y_{sat}$$

- **volume spécifique**, noté v est le volume d'air humide par unité de masse d'air sec :

$$v = \frac{461,51 \cdot (0,622 + Y) T}{P}$$

En connaissant seulement deux caractéristiques de l'air on peut retrouver l'ensemble des propriétés de l'air humide grâce au diagramme.

ANNEXE B :

Température humide de l'air (ou bulbe humide) sous 1013 mbar

Ts°C	100% Hr	90% Hr	80% Hr	70% Hr	60% Hr	50% Hr	40% Hr	30% Hr	20% Hr	10% Hr	1% Hr
15	15,02	14,02	13	11,94	10,84	9,72	8,52	7,3	6,02	4,7	3,3
16	16,02	15	13,94	12,86	11,72	10,54	9,3	8,02	6,7	5,3	3,86
17	17,02	15,96	14,88	13,76	12,58	11,36	10,08	8,74	7,36	5,9	4,38
18	18,02	16,94	15,82	14,66	13,44	12,18	10,86	9,48	8,02	6,5	4,92
19	19,02	17,92	16,76	15,56	14,3	13	11,62	10,2	8,68	7,1	5,44
20	20,02	18,88	17,7	16,46	15,18	13,82	12,4	10,9	9,34	7,68	5,94
21	21,02	19,86	18,64	17,36	16,04	14,64	13,18	11,62	10	8,26	6,44
22	22,02	20,82	19,58	18,28	16,9	15,46	13,94	12,34	10,64	8,84	6,94
23	23,02	21,8	20,52	19,18	17,76	16,28	14,72	13,06	11,3	9,42	7,42
24	24,02	22,76	21,46	20,08	18,64	17,1	15,48	13,76	11,94	9,98	7,9
25	25,02	23,74	22,4	21	19,5	17,92	16,26	14,48	12,58	10,56	8,38
26	26,02	24,72	23,34	21,9	20,36	18,74	17,02	15,18	13,22	11,12	8,84
27	27,02	25,68	24,28	22,8	21,24	19,58	17,8	15,9	13,86	11,68	9,3
28	28,02	26,66	25,22	23,72	22,1	20,4	18,56	16,6	14,5	12,22	9,76
29	29,02	27,64	26,18	24,62	22,98	21,22	19,34	17,32	15,14	12,78	10,2
30	30,02	28,6	27,12	25,54	23,84	22,04	20,12	18,02	15,78	13,32	10,64
31	31,02	29,58	28,06	26,44	24,72	22,88	20,88	18,74	16,4	13,86	11,08
32	32,02	30,56	29	27,36	25,6	23,7	21,66	19,4	17,04	14,4	11,5
33	33,02	31,52	29,94	28,26	26,46	24,52	22,44	20,16	17,68	14,94	11,92
34	34,02	32,5	30,9	29,18	27,34	25,36	23,2	20,88	18,32	15,48	12,34
35	35,02	33,48	31,84	30,1	28,22	26,18	23,98	21,58	18,94	16,02	12,76
36	36,02	34,46	32,78	31	29,08	27,02	24,76	22,3	19,58	16,56	13,16
37	37,02	35,42	33,74	31,92	29,96	27,86	25,54	23,02	20,2	17,08	13,56
38	38,02	36,4	34,68	32,84	30,84	28,68	26,32	23,72	20,84	17,62	13,96
39	39,02	37,38	35,64	33,76	31,72	29,52	27,1	24,44	21,48	18,14	14,34
40	40,02	38,36	36,58	34,68	32,6	30,36	27,9	25,16	22,12	18,66	14,72
41	41,02	39,34	37,54	35,6	33,48	31,2	28,68	25,88	22,74	19,2	15,1
42	42,02	40,32	38,48	36,5	34,38	32,04	29,46	26,6	23,38	19,72	15,48
43	43,02	41,28	39,44	37,42	35,26	32,88	30,26	27,32	24,02	20,24	15,84
44	44,02	42,26	40,38	38,36	36,14	33,72	31,04	28,04	24,66	20,76	16,2
45	45,02	43,24	41,34	39,28	37,02	34,56	31,84	28,78	25,3	21,28	16,56
46	46,02	44,22	42,28	40,2	37,92	35,4	32,62	29,5	25,94	21,8	16,92
47	47,02	45,2	43,24	41,12	38,8	36,26	33,42	30,22	26,58	22,32	17,26
48	48,02	46,18	44,2	42,04	39,7	37,1	34,22	30,96	27,22	22,84	17,6
49	49,02	47,16	45,14	42,96	40,58	37,94	35,02	31,68	27,86	23,38	17,94
50	50,02	48,14	46,1	43,9	41,48	38,8	35,82	32,42	28,52	23,9	18,28