

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention de Diplôme de Master en Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

**Amélioration des performances des turbines à gaz par
refroidissement de l'air ambiant**

Promoteur :

Pr. ROUDANE Mohamed

Réalisés par :

Chachoua widad hayat

Ouad feul Thabet

Promotion : 2023/2024

Remerciement

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce à Dieu au concours de plusieurs personnes à qui je voudrais témoigner toute ma gratitude.

On voudrait dans un premier temps remercier les membres de jurys qui ont honoré la présentation de ce mémoire, notre promoteur Mr Roudane Mohamed leurs judicieux conseils, qui ont contribué à agrainer notre réflexion durant tout notre travail, on le remercie de nous avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

On adresse nos sincères remerciement a tous les professeurs participants dans la partie pratique de notre mémoire Mr Dilmi Zohir et Mr Latat Mourad et Mr Dif Mohamed qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils, leurs critique et leurs services ont nourris et idéalisé et facilité notre projet ainsi à Mr ketfi Omar et Mr Hamid pour leurs temps qu'ils ont consacré à nous apporter les outils méthodologiques et pratiques indispensables à la conduite de cette recherche.

On voudrait aussi adresser toute notre gratitude envers nos parents qui ont toujours été là pour nous « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous nous avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. On est redevable d'une éducation dont on est fier » ; pour leurs soutien moral et intellectuel et financier tout au long de notre démarche

Enfin on remercie nos sœurs et frères, cousines, amies pour leur sincère amitié et confiance, et à qui on doit notre reconnaissance et notre attachement.

À tous ces intervenants, on présente nos remerciements, nos respects et notre gratitude

Résumé

Les turbines à gaz jouent un rôle important dans la production d'énergie électrique, grâce à leur fiabilité en fonctionnement et leurs avantages dans l'alimentation électrique du réseau. D'autre part, les turbines à gaz sont sensibles aux effets des changements de température de l'air ambiant au cours de l'année, affectant directement les performances de la turbine. L'objectif principal de ce projet est d'améliorer les performances de la turbine à gaz MS9001FA. Ainsi, ce dernier aborde l'étude d'un système de refroidissement d'air par évaporation d'eau (refroidisseur par ruissellement d'eau) pour refroidir l'air, ce refroidisseur est adaptable avec les zones sec et chaude comme celle du sud d'Algérie (zone saharienne). Nous avons obtenu des bons résultats à la fin de l'étude, l'amélioration est passée avec succès et on a noté une augmentation de 1.15% et 9.1 MW. Pour la modélisation on a travaillé à l'aide d'un logiciel appelé Engineering Equation Solver (EES) et on a utilisé le diagramme psychrométrique pour l'étude du refroidisseur.

Mots clés : Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, température ambiante.

Abstract

Gas turbines play an important role in the production of electrical energy, due to their reliability in operation and their advantages in supplying power to the grid. On the other hand, gas turbines are sensitive to the effects of changes in ambient air temperature during the year, directly affecting the performance of the turbine. The main objective of this project is to improve the performance of the TAG MS9001FA. Thus, the work addresses the study of an air cooling system by water evaporation (water trickling cooler) to cool the air and which is adaptable to dry and hot areas like that of the south of Algeria (Saharan zone). We obtained good results of the study, the improvement was successful and we noted an increase of 1.15% MW and about 9.1 MW. Engineering Equation Solver (EES) software was used to model and calculate the performance of gas turbine and design the curves. Furthermore, the psychrometric diagram was used for the cooler impact.

Keywords: Gaz turbine, Evaporative cooling, ambient temperature .

ملخص

تلعب العففات الغازية دورًا مهمًا في إنتاج الطاقة الكهربائية بفضل موثوقيتها في التشغيل ومزاياها في توريد الطاقة إلى الشبكة. ومع ذلك، فهي حساسة لتأثيرات تغيرات درجة حرارة الهواء المحيط على مدار السنة، مما يؤثر مباشرة على أداء العنفة. الهدف الرئيسي لهذا المشروع هو تحسين أداء توربين الغاز MS9001FA وبالتالي، يتناول مشروع التخرج هذا دراسة نظام تبريد الهواء عن طريق تبخر الماء (مبرد بالرش بالماء) لتبريد الهواء. يمكن تكييف هذا المبرد مع المناطق الجافة والساخنة مثل منطقة الجنوب الجزائرية (المنطقة الصحراوية). حققنا نتائج واعدة بنهاية الدراسة، حيث لوحظ التحسن الجيد، مما أدى إلى زيادة الكفاءة بمقدار 1.15% و 9.1 ميغاوات .

تم استخدام برنامج حل المعادلات الهندسية (EES) من أجل حساب وتحليل كفاءة عمل العنفة الغازية وكذلك الرسم الهندسي للنتائج المتحصل عليها. إضافة إلى ذلك، تم استخدام منحنى البسيكومتری (diagramme psychrométrique) من أجل دراسة المبرد.

الكلمات المفتاحية: عنفة غازية، التبريد بالتبخير، درجة الحرارة المحيطة

Remerciment	i
Résumé	ii
Abstract.....	ii
ملخص	ii
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz	3
I.1 Introduction :	3
I.2 Développement historique de la turbine à gaz :	3
I.3 Définition de la turbine à gaz :	5
I.4 Les éléments principaux de la turbine à gaz :	6
I.5 Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz	6
I.6 Classification des turbines à gaz	7
I.7 Domaine d'utilisation de la turbine à gaz.....	11
I.8 Avantages et Inconvénients.....	12
I.8 Conclusion	13
Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA	14
II. 1. Introduction.....	14
II. 2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA.....	15
II. 3. Sections principales de la turbine à gaz MS 9001FA.....	17
II. 4. Systèmes auxiliaires de la turbine à gaz 29.....	20
II. 5. Principe de fonctionnement de la TG MS9001FA.....	23
II. 6. Système de refroidissement à air et d'étanchéité.....	24
II. 8. Conclusion	30
Chapitre III : Les techniques de refroidissement de l'air ambiant	31
III.1 Introduction :	31
III.2 Systèmes de réfrigération mécaniques [24] :	33
III.3 Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage.....	34
III.4 Système de refroidissement par ruissellement d'eau :	36
III .5 Conclusion :	39
Chapitre IV : Etude d'amélioration et calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS900FA.....	40
IV.1 Introduction :	40
IV.2 Cycle de Brayton réel irréversible (de la turbine à gaz MS9001FA).....	40
IV. 3 Le cycle de turbine à gaz à compression étagée avec refroidissement intermédiaire	46II

IV.4 Calcul de nouveau paramètre d'entre avec refroidissement par ruissellement d'eau	49
IV.5 Conclusion :	52
Chapitre V : Résultats et discisions	53
V.1 Introduction :	53
V.2 Etude paramétrique de la turbine 9FA :	53
V.3 Influence de la température ambiante sur les performances de TAG	54
V.4 Les performances de turbine à gaz à compression étagée avec refroidissement intermédiaire	56
V.5 Les performances de turbine à gaz avec refroidissement par ruissellement d'eau avant l'admission.....	57
V.6 Conclusion :	60
Conclusion générale	61
Références bibliographiques	62
Annexes	64

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz

Figure I. 1 : Convertissent l'énergie thermique en l'Energie mécanique	3
Figure I . 2: : Les éléments principaux de la turbine à gaz.....	6
Figure I. 3 : Schéma de principe de fonctionnement de la Turbine à gaz.....	7
Figure I . 4 : Classification des turbines à gaz.....	7
Figure I .5: Présentation des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz	8
Figure I.6 : Turbines à gaz à action	9
Figure I.7: Turbines à gaz à réaction.....	9
Figure I.8 : Schéma turbine mono-arbre.....	10
Figure I.9 Schéma turbine bi-arbre.....	10
FigureI.10 : Turbo réacteurs et Turbopropulseurs.....	11
Figure I . 11: Centrale de cogénération avec turbine à gaz	12

Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA

Figure II .1 : Centrale de Hassi R'mel	14
Figure II.2 : Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA.....	15
Figure II.3: Ensemble rotor du compresseur.....	17
Figure II.4 : Stator du compresseur- vue en coupe	17
Figure II.5 : Disposition du système de combustion MS9001FA.....	18
Figure II.6 : Schéma de l'écoulement d'air dans la Chambre de combustion.....	18
Figure II .7 : Ensemble du rotor de la turbine vue en coupe.....	19
Figure II.8 : Ailettes de la turbine MS 9001FA remontées (avant l'amélioration)	20
Figure II.9 : Admission d'air avec système de filtre à deux étages	21
Figure II.10 : Vérin de commande des IGV	21
Figure II.11: Cadre et diffuseur d'échappement	23
Figure II.12 : Refroidissement par convection.....	25
Figure II.13 : Impact d'un jet.....	25
Figure II.14 : Refroidissement par film appliqué à l'aubage de la turbine	26
Figure II.15 : Refroidissement par transpiration.....	26
Figure II.16 : Système d'air de refroidissement des aubes de la turbine à gaz.....	27
Figure II.17: Séries d'orifices et des canaux internes d'air de refroidissement dans l'aubage	27

Figure II.18: Evolution des systèmes de refroidissement des aubages à partir des années 1960	28
Figure II.19 : Les aubes de la turbine 9FA	28
Figure II.20: Flux de refroidissement des aubes mobiles et des aubes directrices.....	29
Figure II.21: Les orifices et les espaces creux à travers lesquels se développe le film de refroidissement.....	30

Chapitre III : Les techniques de refroidissement de l'air ambiant

Figure III .1 : Diagramme et cycle d'une machine frigorifique	32
Figure III. 2 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type direct....	33
Figure III.3 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type indirect	34
Figure III .4 : Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage de glace.....	35
Figure III .5 : Systèmes de réfrigérations mécaniques avec stockage d'eau froid.....	35
Figure III.6: Refroidisseur par ruissellement d'eau avec recyclage	37
Figure III.7 : Surface de ruissellement.....	37
Figure III.8 : Géométrie de média humide.....	37
Figure III.9: Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse.....	38

Chapitre IV : Etude d'amélioration et calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS9001FA

Figure IV .1 : Diagramme (T,S) du cycle de Brayton.....	40
Figure IV .2 : Présentation du cycle	41
Figure IV .3 : Présentation de la compression du compresseur.....	43
Figure IV. 4 : Présentation de combustion.....	44
Figure IV. 5 : Présentation de détente.....	45
Figures IV .6 : Schéma d'un cycle compresseur intermédiaire.....	46
Figure IV.7 : Diagramme (T, S) du cycle à compression étagée avec refroidissement intermédiaire	47
Figur IV.8 : L'organigramme de la démarche suivie pour la modélisation	51

Chapitre V : Résultats et discisions

Figure V.1 : Variation de rendement thermique en fonction de la température ambiante	54
Figure V.2 : Variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante	55
Figure V. 3 : Variation de rendement de cycle simple et de cycle avec refroidissement intermédiaire on fonction de la température ambiante	56

Figure V. 4 : Variation de rendement de la turbine avec et sans refroidissement avant l'admission	58
Figure V. 5 : Variation de puissance de la turbine avec et sans refroidissement avant l'admission.....	59

Liste des Tableaux

Chapitre II : Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA

Tableau II.1 : Caractéristiques de la turbine MS 9001FA [26]	42
Tableau II.2 Performances en ISO de la turbine MS 9001FA [26] [27]	42

Chapitre IV : Etude d'amélioration et calcul thermodynamique de la turbine à gaz MS9001FA

Tableau IV.1 : Données disponibles auprès du fabricant de la TAG MS9001FA.....	42
Tableau IV.2 : Données supplémentaires de la TAG MS9001FA	42
Tableau IV.3 : La température à la sortie de refroidisseur	50

Chapitre V : Résultats et discision

Tableau V.1 : Donner numérique prises par la turbine à gaz 9FA.....	53
Tableau V.2 : Résultats de calculs thermodynamiques	53
Tableau V.3: Performance de turbine à gaz a compression étagée avec refroidissement intermédiaire	56
Tableau V.4 : Température après l'humidificateur.....	57
Tableau V.5 : Performance de turbine a gaz avec refroidissement avant l'admission	58

Nomenclature

Symbols	Signification	Unité
W	Travail spécifique	(J/kg)
P	Puissance	(W)
H	Enthalpie	(kj/kg)
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	(J /kg. K)
T	Températures	(K)
P	Pression	(bar)
η_{cycle}	Rendement thermique de la turbine à gaz	(%)
η_{st}	Rendement isentropique de la turbine de détente	(%)
η_{sc}	Rendement isentropique du Compresseur	(%)
T	Taux de compression du compresseur	/
m _a	Débit massique d'air	(kg/s)
m _{cc}	Débit massique du combustible	(kg/s)
R	Constante des gaz parfaits	J/kg.K
PCI	pouvoir calorifique	(kj/kg)
ρ_a	Densité de l'air	(kg/m ³)
A	Section	(m ²)
δ	Épaisseur de refroidisseur	(mm)
V	Vitesse de l'air	(m \s)
Cs	Consumation spécifique de chaleur	(KJ/KWh)
HR	L'humidité relative	(%)
Z	Altitude	(m)
S	Entropies	(kj/kg k)
Hse	L'humidité spécifique de l'air à l'entrée de refroidisseur	(%)
Hss	L'humidité spécifique de l'air à la sortie de refroidisseur	(%)
HS80	L'humidité spécifique de l'air a l'état d'une humidité relative de 80%	(%)

Indices

1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
a	Air.
Adm	Admission.
Amb	Ambiant.
C	Compresseur
CC.	Chambre de combustion
Comb	Combustion.
Echa	Echappement.
ISO	Conditions standards.
Sec	Sèche.
T	Turbine.
U	Utile.
Éva	Évaporateur

Abréviations

ISO :	Organisation standard international
TAG:	Turbine à gaz.
GE	Générale électrique
TET	Température d'entrée de turbine

Introduction générale

Introduction générale

La turbine à gaz reste l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires. Son invention a permis aux ingénieurs de réaliser des niveaux de puissance inégalés par les moteurs thermiques conventionnels. Ce mode de production de puissance est largement utilisé dans divers secteurs, tels que la production d'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie, et l'industrie pétrolière et gazière. Cela s'explique par leur grande adaptabilité, leur faible coût par unité de puissance produite, et leur capacité à fonctionner dans une vaste gamme de régimes. Ces machines transforment l'énergie thermique de la combustion en énergie mécanique et font partie des machines génératrices de puissance [19].

Les turbines à gaz sont des machines qui utilisent l'air ambiant, elles sont conçues pour fonctionner dans des conditions atmosphériques ISO (une température ambiante d'environ 15°C, une humidité relative d'environ 60%, et une pression à l'altitude de 0 mètre du niveau de la mer). Cependant, les performances des turbines à gaz sont fortement influencées par la température de l'air d'admission [27].

Dans les pays sahariens, où les températures atteignent des niveaux extrêmement élevés, l'industrie énergétique, notamment celle centrée sur les turbines à gaz, cherche activement à développer des méthodes pour augmenter la production d'électricité. Ces approches se concentrent principalement sur l'optimisation du premier cycle (cycle de Brayton) pour d'améliorer les performances des turbines à gaz durant les périodes chaudes, il existe plusieurs techniques tel que le refroidissement avant l'admission (Systèmes de réfrigération et refroidissement (avec stockage, par absorption et par ruissellement d'eau)), et le refroidissement intermédiaire (avec deux étages de compression).

On fait une étude énergétique avec des calculs thermodynamique sur le cycle de brayton réel pour évaluer les performances de la turbine au cours d'une période de 6 mois, cela nous permet de voir l'effet de la température de l'air d'admission sur les performances de notre modèle de turbine a la zone saharienne d'Algérie (Hassi R'mel) durant la période de notre stage dans la société SONALGAZ.

Parmi les techniques d'amélioration qu'il existe, on a choisi le refroidissement intermédiaire, et le refroidissement par ruissèlement d'eau avant l'admission

Pour la première technique on va faire un schéma qui explique le fonctionnement de ce système avec la méthode calcul des différent points du cycle et des nouvelles performances.

Et pour la deuxième technique on va calculer des nouveaux paramètres d'entrée après le refroidissement avec le diagramme psychrométrique, ensuite on va évaluer les nouvelles performances.

D'après les calculs on peut déduire quelle est la technique la plus favorable pour notre modèle de turbine, pour cela, l'outil de simulation EES est utilisé.

Globalement, notre mémoire est organisé suivant le schéma suivant :

- Un premier chapitre sur la recherche bibliographique sur les turbines à gaz.
- Le deuxième chapitre est une présentation du modèle de turbine MS9001FA

- Le troisième chapitre porte essentiellement sur les différentes technologies utilisées pour refroidir l'air avant l'admission.
- Le quatrième chapitre, représente l'étude thermodynamique de cycle et les méthodes de calculs des performances après l'amélioration.
- Le cinquième chapitre contient les résultats de toute l'étude.

Chapitre I :
Généralités sur les turbines
à gaz

I.1 Introduction :

Les turbines à gaz, piliers de l'énergétique moderne, convertissent l'énergie chimique d'un combustible en une force motrice exploitable dans une multitude d'applications. Ce dispositif ingénieux fonctionne par combustion d'un combustible, générant un gaz chaud qui actionne une turbine et produit une énergie mécanique. Largement utilisée pour la production d'électricité, la propulsion marine et aérienne, et bien d'autres domaines, la turbine à gaz s'impose comme une technologie incontournable dans le paysage énergétique contemporain. Son optimisation et son développement font l'objet de recherches constantes, contribuant à l'amélioration de son efficacité et de sa performance.



Figure I. 1 : Convertissent l'énergie thermique en l'Énergie mécanique

I.2 Développement historique de la turbine à gaz :

En Angleterre en 1791, **JOHN BARBER** a inventé la première véritable TAG au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une turbine à gaz 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 turbine à gaz de détente [1].

En 1861, **MENNONS** a écrit un brevet d'une TAG dont la conception se rapproche des turbines à gaz 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.

I.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 Turbine à gaz à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400°C [2 , 3]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la Turbine à gaz a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée 01 étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux.

Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la TAG, 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) [1].

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 [4].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la TAG, 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 [5].

La première TAG 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. 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 TAG 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% [11, 12]. 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 Turbine à gaz de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique.

I.2.2. La seconde moitié du 20^{ème} 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% [6]. 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 TAG. Westinghouse a mis en exploitation sa TAG 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 [6]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle

combiné sont clairement exposés dans la littérature [8,9, 6, 1]. Cette approche est destinée à optimiser les Turbine à gaz pour un travail spécifique maximal.

Au milieu des années 80, les principaux fabricants de TAG 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 [13]. 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 [6].

Au début des années 90, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec le principal fabricant de TAG, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme de développement. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [14, 15, 16, 11, 17].

En 1999-2000, un 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 [17]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des TAG, 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.

I.3 Définition de la turbine à gaz :

La turbine à gaz (TAG) est un moteur alternatif à combustion interne de haute technologie, équipé de quatre cycles et capable de convertir l'énergie thermique usuelle de la combustion d'hydrocarbures en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine).

Avec une vitesse de rotation variant entre 3000 et 300 000 rpm, la TAG trouve ses applications principales dans divers secteurs industriels, y compris l'utilisation en tant qu'élément entrant dans les générateurs, les pompes et les compresseurs, ainsi que dans des domaines mobiles tels que les avions et les bateaux, sa gamme de puissances va de 100 kW à 350 MW, avec des rendements situés entre 25% et 40%. [19]

I.4 Les éléments principaux de la turbine à gaz : [20]

La turbine à gaz se compose des trois éléments principaux suivants :

- a- **Un compresseur** : centrifuge ou axial, qui comprime l'air ambiant à une pression généralement comprise entre 10 et 30 bars
- b- **Une chambre de combustion** : où un combustible gazeux ou liquide est brûlé avec l'air comprimé à une pression élevée, avec un excès d'air pour limiter la température des gaz d'échappement
- c- **Une turbine** : généralement axiale, où les gaz provenant de la chambre de combustion sont détendus, convertissant ainsi l'énergie thermique en énergie mécanique pour entraîner l'arbre de la turbine et, éventuellement, une charge utile.

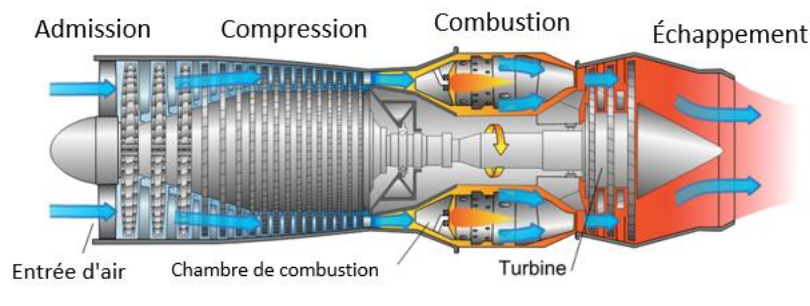


Figure I. 2 : Les éléments principaux de la turbine à gaz (Turboréacteur) [33].

I.5 Principe de fonctionnement de la Turbine à gaz

La turbine à gaz fonctionne sur le principe de la détente d'un fluide gazeux dans une turbine, issu de la combustion d'un mélange d'air comprimé et de combustible, le fonctionnement se décompose en plusieurs étapes :

- a- **Aspiration et compression de l'air** : L'air ambiant est aspiré et comprimé par un compresseur, augmentant sa pression et sa température ;
- b- **Combustion** : Le combustible est mélangé à l'air comprimé et brûlé dans une chambre de combustion, générant des gaz chauds à haute pression ;
- c- **Détente et production d'énergie** : Les gaz chauds produits par la combustion se détendent ensuite dans la turbine, provoquant sa rotation à grande vitesse. Cette rotation génère l'énergie mécanique tant convoitée ;
- d- **Évacuation des gaz d'échappement** : Les gaz d'échappement, après avoir transmis leur énergie à la turbine, sont évacués dans l'atmosphère ;
- e- **Alternateur** : La turbine entraîne un alternateur qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique.

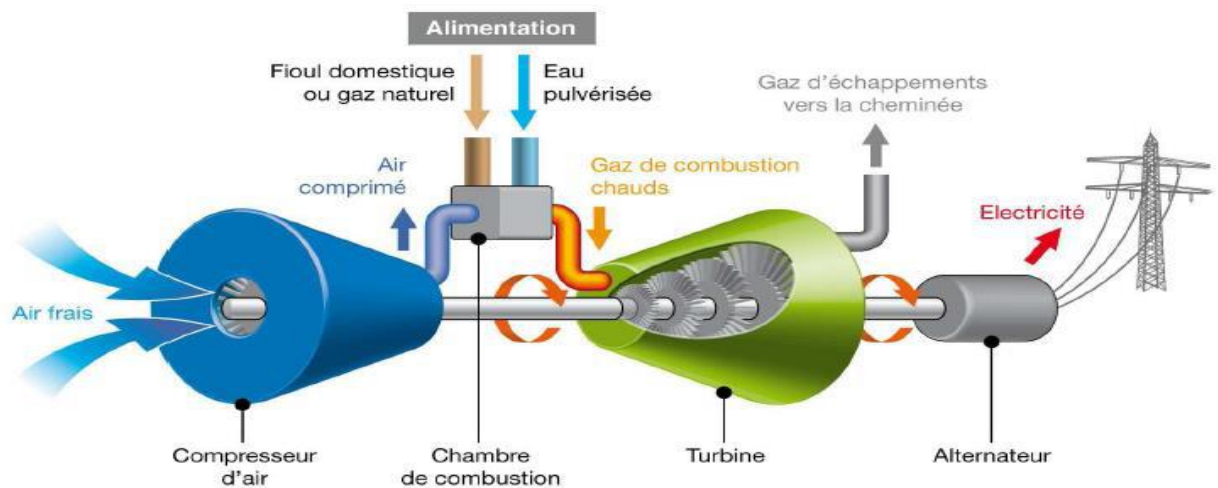


Figure I. 3: Schéma de principe de fonctionnement de la Turbine à gaz [32].

I.6 Classification des turbines à gaz

Dans le domaine de l'énergétique, les turbines à gaz sont classées en fonction du :

- Mode de fonctionnement** : qui englobe la manière dont la turbine à gaz produit de l'énergie mécanique, que ce soit par un cycle ouvert ou un cycle fermé.
- Mode de construction** : qui inclut les caractéristiques techniques et les composants structurels de la turbine à gaz.
- Mode de travail** : qui réfère à l'utilisation spécifique de la turbine à gaz dans des applications telles que la production d'électricité, la propulsion aéronautique ou marine, ou d'autres utilisations industrielles.

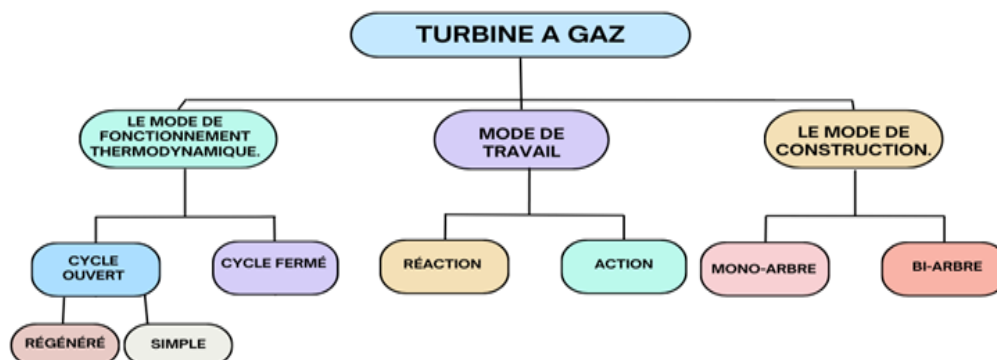


Figure I. 4: Classification des turbines à gaz

I.6.1 Classification selon le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques : turbines à gaz à cycle ouvert et turbines à gaz à cycle fermé :

A. Turbines à gaz à cycle ouvert : Le flux de gaz n'est pas recyclé et est rejeté directement dans l'atmosphère. C'est le type le plus courant, utilisé pour la production d'électricité, la propulsion marine et aérienne. On distingue deux catégories des turbines à gaz à cycle ouvert :

a.1 Turbines à gaz à simple cycle : Elles se caractérisent par :

- Fluide unique : utilise un seul fluide (air) pour la production d'énergie mécanique.
- Perte d'énergie : les gaz d'échappement chauds, encore riches en énergie, sont rejetés dans l'atmosphère.
- Rendement modéré : conversion d'énergie d'environ 30 à 40%.
- Coût initial bas : technologie simple et moins coûteuse à installer.
- Applications variées : production d'électricité de pointe, cogénération, propulsion marine et aérienne.

a.2 Turbine à cycle régénéré [21] : Elles se caractérisent par :

- Fluides multiples : intègre plusieurs fluides (air, eau) pour optimiser le cycle thermodynamique.
- Récupération d'énergie : la chaleur des gaz d'échappement est récupérée pour préchauffer l'air entrant dans le compresseur.
- Rendement accru : conversion d'énergie pouvant atteindre 50 à 60%.
- Coût initial élevé : technologie plus complexe et plus onéreuse à installer.
- Utilisation ciblée : production d'électricité de base et cogénération à grande échelle.

B. Turbines à gaz à cycle fermé : Le gaz d'échappement est utilisé pour chauffer de l'eau et produire de la vapeur, entraînant une turbine supplémentaire. Cette configuration assure une meilleure efficacité énergétique et réduit les émissions.

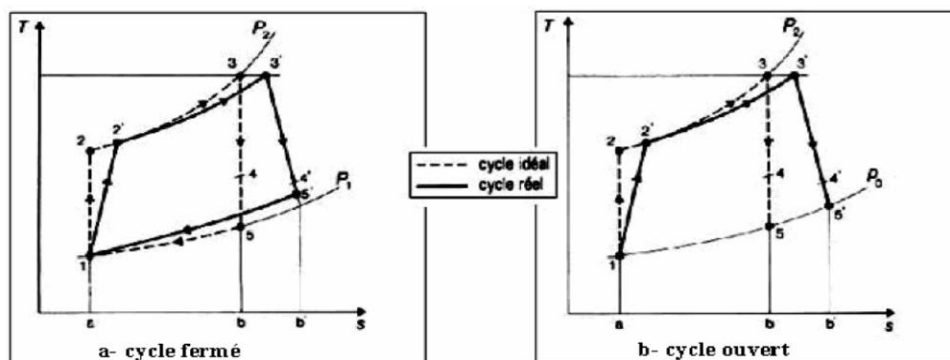


Figure I.5 : Présentation des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

I.6.2 Classification des turbines à gaz selon le mode de travail :

On distingue deux types de turbine selon leur mode de travail :

a.1 Turbines à gaz à action : Elles se caractérisent par :

- Conversion d'énergie : la totalité de l'énergie calorifique est transformée en énergie cinétique dans la tuyère.
- Structure : ailettes mobiles et fixes séparées.
- Avantages : conception simple, robustesse, adaptabilité à des gaz à haute température.
- Inconvénients : rendement généralement plus faible que les turbines à réaction.
- Applications : turbines à gaz industrielles, turbines à gaz aéronautiques pour des applications à haute température

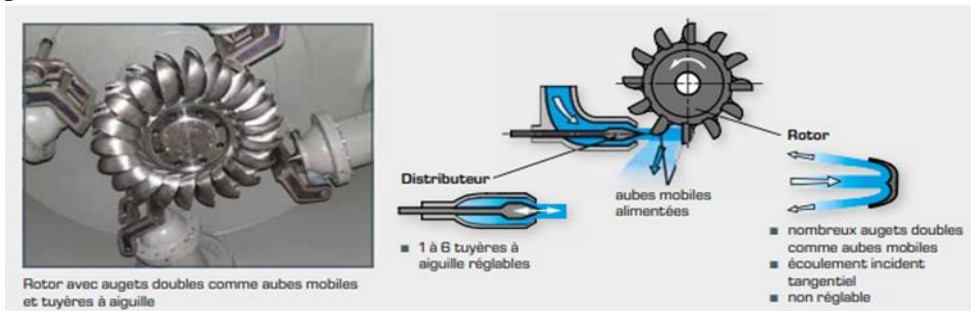


Figure I. 6: Turbines à gaz à action

a.2 Turbines à gaz à réaction : Elles se caractérisent par :

- Conversion d'énergie : Conversion partielle de l'énergie calorifique en énergie cinétique dans la tuyère, et conversion du reste dans la turbine.
- Structure : Ailettes mobiles et fixes sur un même rotor.
- Avantages : Rendement généralement plus élevé que les turbines à action, meilleure efficacité énergétique.
- Inconvénients : Conception plus complexe, sensibilité à la corrosion et à l'érosion.
- Applications : Centrales électriques à gaz, turbines à gaz aéronautiques pour des applications à bas et moyen régime. [2]

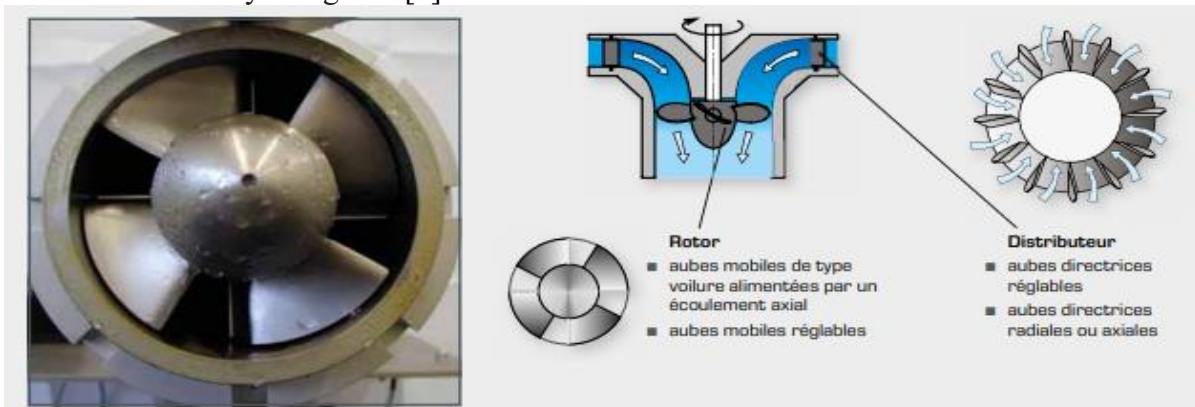


Figure I. 7: Turbines à gaz à réaction

I.6.3 Classification selon le mode de construction :

On a deux types de turbines à gaz dans cette catégorie :

- a) **Turbine mono-arbre** : Également appelée turbine à arbre unique, est une configuration dans laquelle le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre, ce qui permet une rotation synchronisée à la même vitesse. Cette configuration est utilisée pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse, telles que l'entraînement des générateurs pour la production d'électricité. [23]

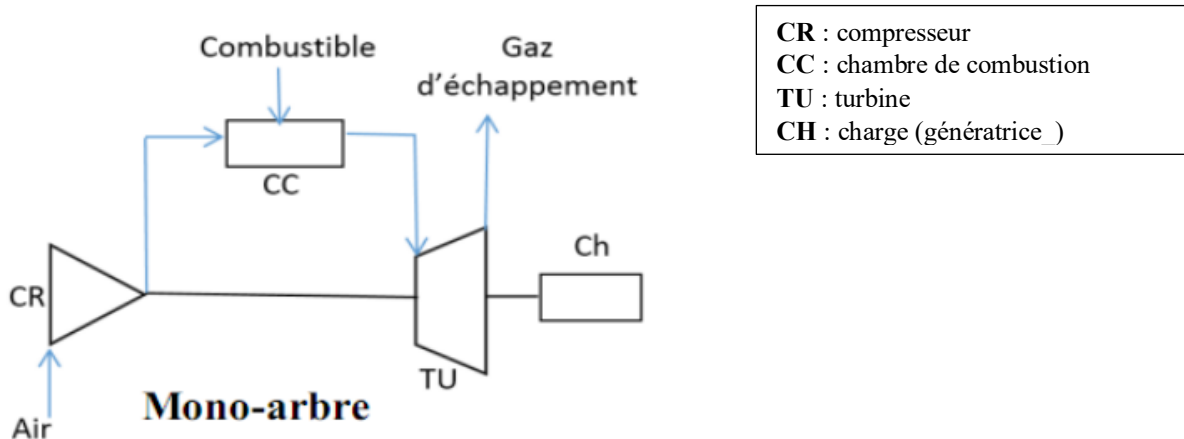


Figure I. 8: schéma turbine mono-arbre

- A. **Turbine bi-arbre** : La turbine à gaz bi-arbre est une configuration qui comprend deux roues turbines indépendantes, avec une roue turbine HP (haute pression) servant à entraîner le rotor du compresseur axial et les accessoires, et une roue BP (basse pression) servant à entraîner l'organe récepteur, comme les compresseurs. Cette configuration permet aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

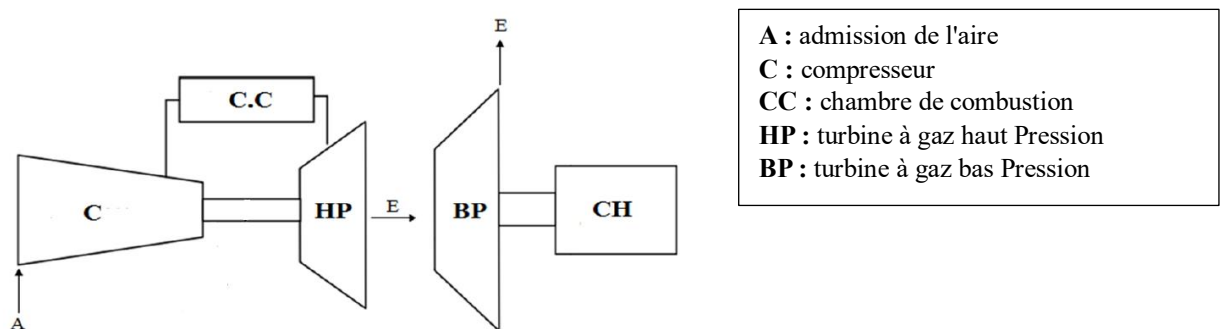


Figure I.9:schéma turbine bi-arbre

I.7 Domaine d'utilisation de la turbine à gaz

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, etc.

A. Production d'électricité :

La production d'électricité à l'aide d'une turbine à gaz est courante. Le processus implique l'utilisation d'un réducteur connecté à l'arbre de la turbine, qui entraîne un alternateur à petite vitesse. Ce système mécanique simple est similaire à celui d'un groupe turboalternateur à vapeur. Toutefois, l'utilisation exclusive de turbines à gaz pour la production d'électricité est généralement justifiée uniquement dans des conditions d'exploitation spécifiques.

B. Propulsion aéronautique et navale :

Les turboréacteurs et les turbopropulseurs sont des turbines à gaz utilisées en aéronautique pour propulser des avions, tandis que les navires à grande vitesse utilisent des turbines à gaz pour leur propulsion.

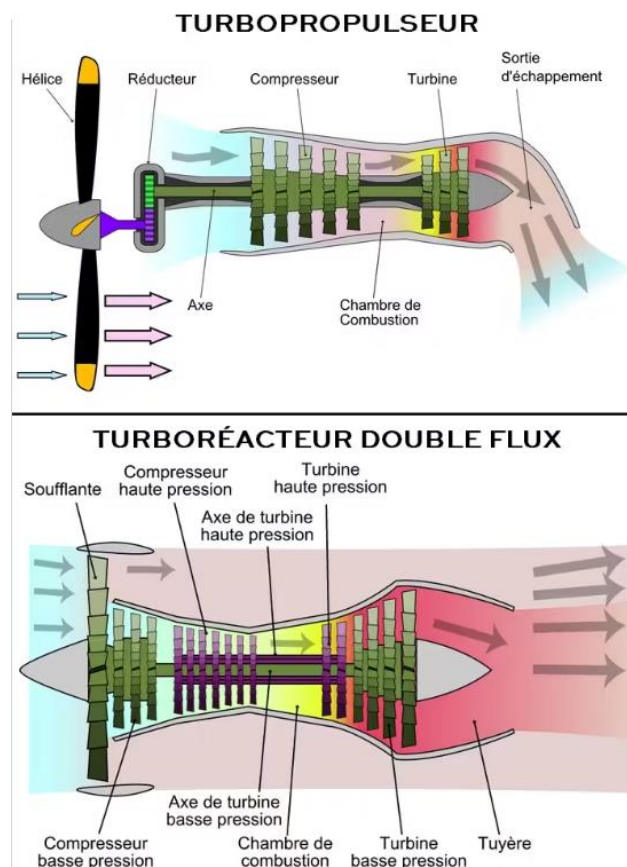


Figure I. 10 : Turboréacteurs et Turbopropulseurs

C. La Cogénération :

La cogénération également appelée la production combinée chaleur-force, c'est un processus efficace où une source d'énergie unique produit à la fois de la chaleur et de l'électricité

simultanément. Cette approche utilise la chaleur résiduelle générée lors de la production d'électricité pour des besoins de chauffage ou d'autres processus industriels, améliorant ainsi l'efficacité globale du système et réduisant les émissions de gaz à effet de serre. La cogénération est largement utilisée dans divers secteurs pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire l'empreinte environnementale des systèmes de production d'énergie.

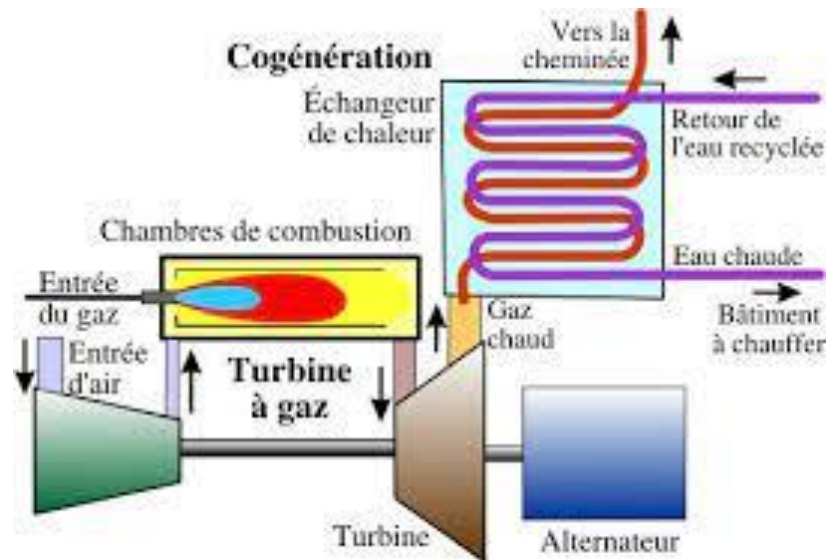


Figure I. 11: Centrale de cogénération avec turbine à gaz

I.8 Avantages et Inconvénients

Les turbines à gaz sont largement utilisées dans diverses applications pour la production d'électricité, la propulsion de véhicules, la génération de force motrice pour les machines, entre autres. Elles offrent plusieurs avantages et inconvénients :

a.1 Avantages :

- **Efficacité élevée** : Les turbines à gaz peuvent atteindre des rendements élevés, surtout lorsqu'elles sont utilisées dans des cycles combinés avec récupération de chaleur ;
- **Démarrage rapide** : Elles peuvent démarrer et atteindre leur pleine puissance en quelques minutes, ce qui les rend idéales pour répondre rapidement aux variations de la demande électrique ;
- **Flexibilité opérationnelle** : Elles peuvent fonctionner sur une variété de carburants, y compris le gaz naturel, le diesel et le kérosène, offrant ainsi une certaine flexibilité dans le choix du carburant en fonction de la disponibilité et des coûts ;
- **Faibles émissions** : Comparées à d'autres sources d'énergie fossile, telles que le charbon, les turbines à gaz produisent généralement moins d'émissions de CO₂ et d'autres polluants atmosphériques lorsqu'elles fonctionnent efficacement ;
- **Maintenance simplifiée** : Les turbines à gaz nécessitent généralement moins d'entretien que d'autres types de centrales électriques, en particulier lorsqu'elles sont utilisées dans des Applications stationnaires.

b .2 Inconvénients :

- **Coût initial élevé** : Les turbines à gaz ont souvent un coût d'investissement initial plus élevé que d'autres options de production d'électricité, bien que cela puisse être compensé par leur efficacité opérationnelle et leur faible besoin d'entretien ;
- **Dépendance au carburant** : Elles sont sensibles aux fluctuations du prix du carburant, ce qui peut influencer le coût de production d'électricité ;
- **Efficacité à charge partielle** : Leur efficacité diminue lorsqu'elles fonctionnent à charge partielle, ce qui peut être un inconvénient dans les applications où la demande d'électricité varie considérablement ;
- **Émissions de NOx** : Les turbines à gaz peuvent produire des niveaux élevés d'oxydes d'azote (NOx) lorsqu'elles fonctionnent à des températures élevées, ce qui peut nécessiter des technologies de réduction des émissions.
- **Dépendance aux conditions environnementales** : Leur performance peut être affectée par les conditions météorologiques, telles que la température ambiante et l'humidité, ce qui peut limiter leur utilisation dans certaines régions ou environnements.

I.9 Conclusion

Ce chapitre a présenté l'origine et le premier brevet de la turbine à gaz au 18ème siècle, ainsi que les concepts généraux associés à cette technologie.

Nous avons exploré la diversité des turbines à gaz, comprenant différents types et classifications en fonction de leur mode de fonctionnement, le mode de construction, le mode de travail ; leur utilisation varie en fonction de ces caractéristiques, adaptées à diverses applications industrielles et commerciales.

Il est à noter que les turbines à gaz sont largement employées dans la production d'énergie électrique, soulignant ainsi leur importance dans le domaine de la génération d'électricité.

Chapitre II :
Présentation de la turbine à
gaz MS 9001FA

II. 1. Introduction

Les particularités technologiques des turbines à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente. Ainsi, les composants d'une turbine à gaz nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux exigences thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion. De ce fait, les aubes des premiers étages de la dernière génération de turbines à gaz sont équipées de systèmes de refroidissement très performants capables de maintenir le composant à une température compatible avec le comportement du matériau et réduire la consommation d'air de refroidissement.

A ce propos, dans ce chapitre, après une présentation des différentes parties de la turbine à gaz, on présente le modèle de la turbine de série MS 9001FA utilisées au niveau de la centrale thermique de Hassi R'mel.

La centrale de HASSI R'mel 01 est située à TELGHIMT à 100 Km au sud de wilaya de Laghouat et à 34 Km à la ville de Hassi R'mel limitée :

- Au sud : la route nationale N°01 et poste 400kV de GRTE.
- Au nord : oued.
- A l'est : centrale turbines à gaz HRL02.
- A l'ouest : terrain de domaine.

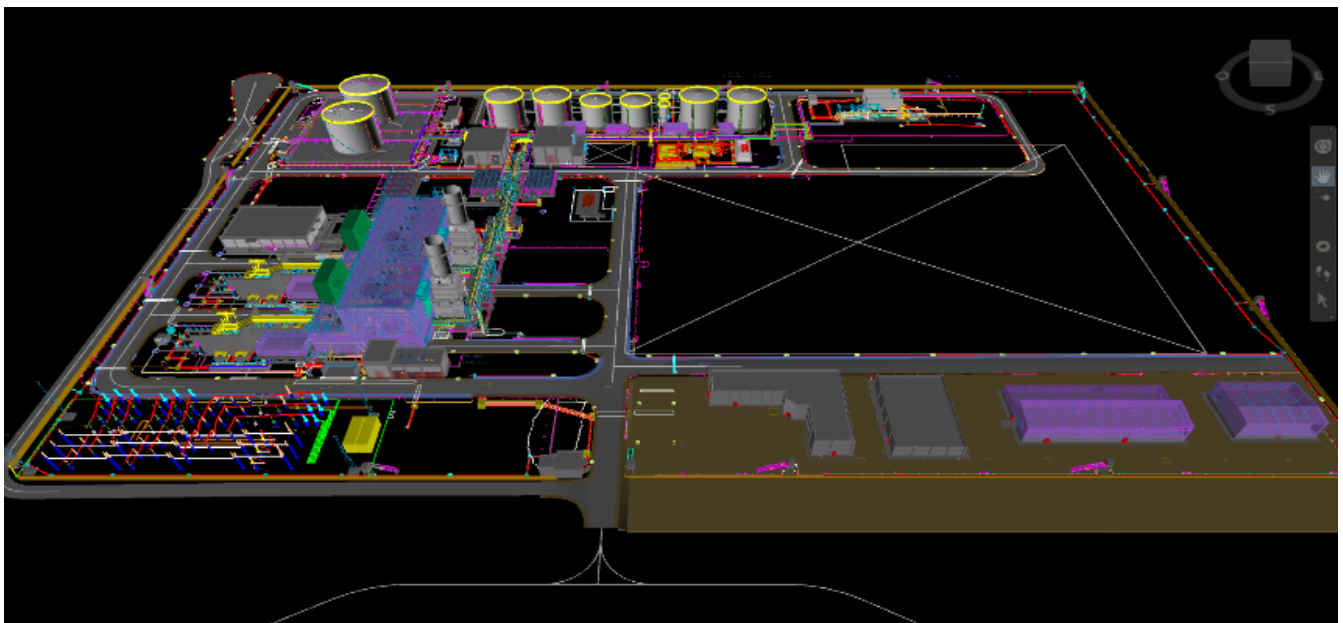


Figure II. 1 : Centrale de Hassi R'mel

II. 2. Présentation de la turbine à gaz MS 9001FA

II. 2. 1. Définition

La turbine à gaz est une machine thermodynamique tournante dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique, suite à la rotation d'un arbre, à partir de l'énergie cinétique des gaz issus de la combustion d'un mélange d'air, déjà comprimé dans le compresseur rotatif entraîné par le même arbre, et d'un gaz (fuel, gaz combustible...) dans la chambre de combustion. Ses principaux avantages sont :

- Puissance spécifique élevée.
- Installation simple (la principale contrainte est la qualité et le volume d'air aspiré).
- Disponibilité élevée (> 95%).
- Poly-combustible (gaz, fioul...).
- Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).
- Accepte les conditions climatiques extrêmes à l'aide de certaines adaptations sur l'aspiration d'air, le combustible et la lubrification.
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

II. 2. 2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 9001FA

La turbine à gaz à arbre unique MS9001FA, comme montrée sur la figure (II.2), comporte trois sections principales : compresseur, chambre de combustion et turbine.

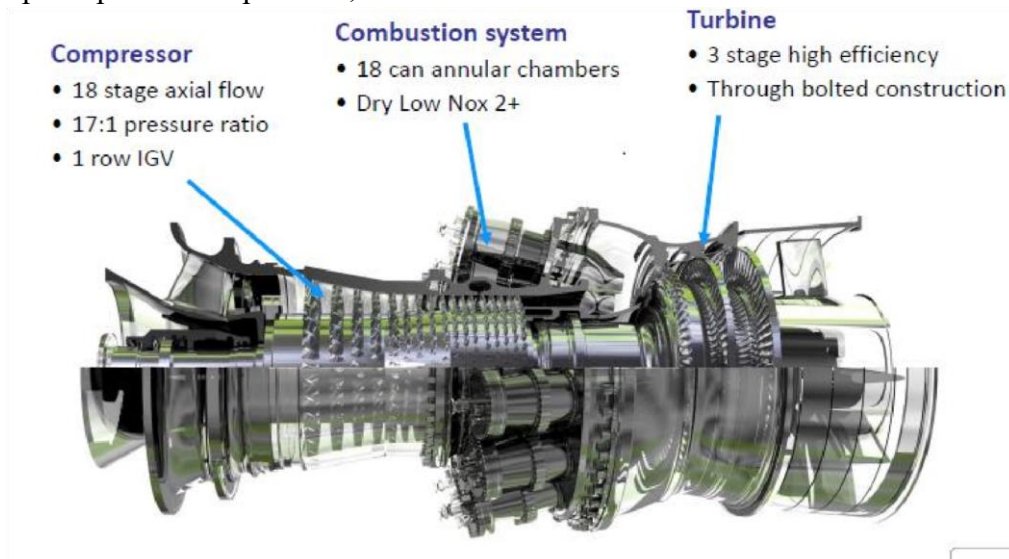


Figure II.2 : Turbine à gaz à arbre unique MS 9001FA

Elle fait fonctionner deux types d'installation thermique : à cycle simple, et cycle combiné. Ses caractéristiques sont résumées dans le tableau ci-dessous.

Tableau II.1 : Caractéristiques de la turbine MS 9001FA [26]

Série du modèle de turbine à gaz	MS 9001FA
Cycle	Simple et combiné
Vitesse de l'arbre	3000 tr /mn
Système de commande	MARK VI
Protections	Survitesse, Température excessive Détection de vibration et Flamme
Nombre d'étages	18
Section Combustion	18 chambres
Type de carburant	Gaz-Fuel
Bougies	2, type électrode
Détecteur de flamme	4, type ultraviolet

II. 2. 3. Conditions d'ISO de la turbine à gaz MS 9001FA

Les turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes d'ISO (spécifications techniques à utiliser lors de l'acquisition par le client auprès du fabricant de systèmes à turbines à gaz) représentées par une température égale à 15°C, une pression atmosphérique de 1.013 bars et une humidité relative de 60% [27].

Les performances de la turbine sont décrites en ISO [26 ,27] dans le tableau suivant :

Tableau II.2 : Performances en ISO de la turbine MS 9001FA [26,27]

Puissance normale ISO	258.59 MW
Température de chambre combustion	1315°C
Débit d'échappement	2368x103 kg/h
Température d'échappement	600°C / 604°C
Consommation spécifique de chaleur	9596 KJ/ KWh
Rapport de pression	17/1

II. 3. Sections principales de la turbine à gaz MS 9001FA

Dans sa configuration, la turbine à gaz à un arbre MS9001FA est constituée des parties suivantes

II. 3. 1. Section Compresseur

Le corps du compresseur est constitué des aubes directrices à ouvertures variables (IGV), de 18 étages rotor - stator et des aubes directrices en sortie (EGV). Un étage du compresseur est constitué d'une roue d'aubage mobiles, et d'un anneau d'aubage fixes. L'air est confiné dans l'espace entre le rotor et le stator où il est comprimé par étape par une série de pales aérodynamiques alternées en rotation (rotor) et fixes (stator).

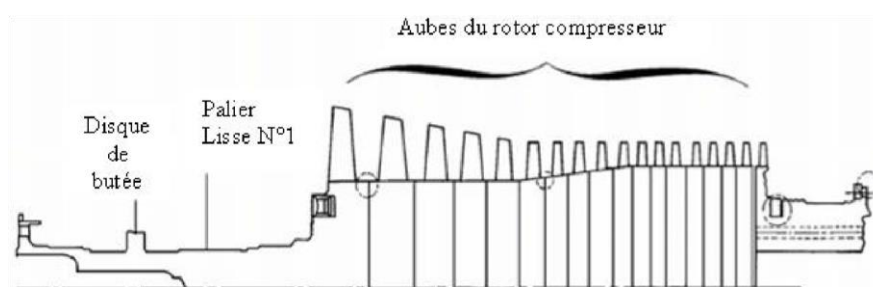


Figure II.3 : Ensemble rotor du compresseur

Les aubes du rotor donnent la force nécessaire à la compression de l'air à chaque étage et les aubes du stator guident l'air pour qu'il arrive sur l'étage suivant avec le bon angle. Les aubes directrices à ouvertures variables (IGV) sont placées à l'extrémité arrière du corps d'admission. La position de ces aubes influe directement sur le volume du flux d'air d'admission du compresseur. Afin d'obtenir des performances élevées, les jeux entre rotor et stator doivent être très réduits et les pièces doivent être fabriquées et assemblées avec une très grande précision.

Les matériaux utilisés vont des alliages d'aluminium ou de titane pour les premiers étages aux alliages d'acier et aux alliages réfractaires pour les derniers étages, qui peuvent supporter des températures atteignant 500 °C.

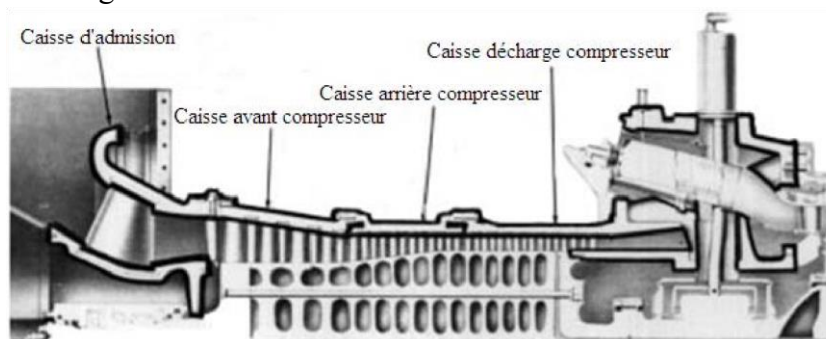


Figure II.4 : Stator du compresseur- vue en coupe

L'air comprimé sort du compresseur par le corps d'échappement vers les chambres de combustion. Une partie d'air est extraite du compresseur pour le refroidissement de la turbine et le contrôle des pulsations au démarrage.

II. 3. 2. Système de combustion

Le système de combustion est de type flux inversé, elle contient 18 parties installées autour de la périphérie du corps d'échappement du compresseur, reliées entre elles par des tubes d'interconnexion pour assurer la propagation de la flamme. Elle comporte également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion.



Figure II.5 : Disposition du système de combustion MS9001FA

L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube de flamme vers le chapeau du tube de flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers un tabulateur et à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau et dans le tube lui-même.

Les gaz chauds, dégagés du combustible enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition.

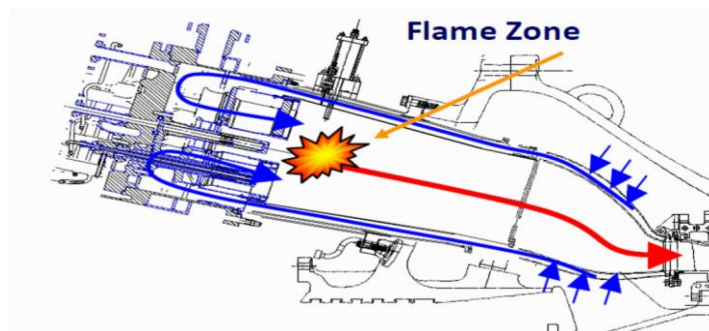


Figure II.6 : Schéma de l'écoulement d'air dans la Chambre de combustion

II. 3. 3. Turbine

La turbine est la partie 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. Elle est constituée de trois étages dont chaque étage se compose d'une directrice (stator) avec des segments de protection ; d'une roue (rotor) avec son aubage.

La dimension des aubes turbine augmente en longueur du profil du 1^{er} au 3^{ème} étage. En raison de la réduction de pression engendrée par la détente dans chaque étage, une zone annulaire plus large (divergent) est nécessaire pour permettre l'écoulement des gaz ; d'où la dimension croissante des aubes (Figure II.7). L'extrémité de chaque aube est équipée d'un segment qui fait partie intégrant de l'aube elle-même. Ces segments s'encastrent entre eux selon un découpage en Z et sont utilisés pour amortir ou minimiser les vibrations lors d'un démarrage de la machine à froid.

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

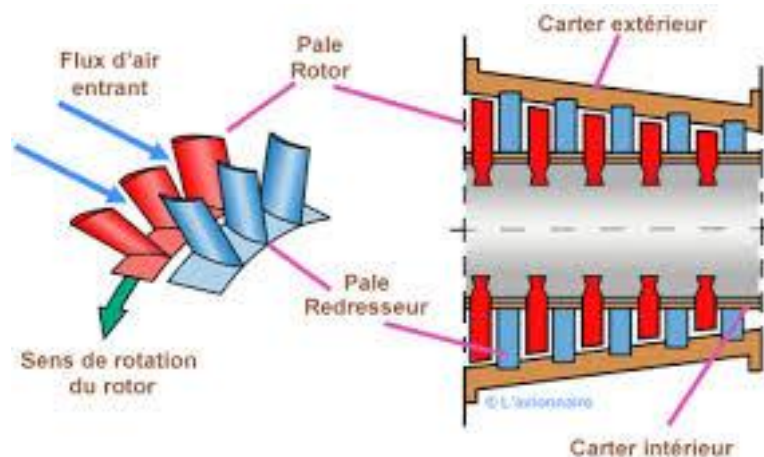


Figure II .7 : Ensemble du rotor de la turbine vue en coupe



Figure II.8 : Ailettes de la turbine MS 9001FA remontées (avant l'amélioration)

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. Le travail utile fourni par le système est la différence des travaux de détente de la turbine et de compression du compresseur.

II. 4. Systèmes auxiliaires de la turbine à gaz :

II. 4. 1. Système d'admission d'air :

Le système d'aspiration est conçu pour répondre aux conditions de fonctionnement de la turbine et pour atténuer les bruits à haute fréquences dus à l'aubage du rotor du compresseur. Il comprend les composants suivants ;

- Carter d'admission avec échelles, plateformes et palan. - Capot pare-pluie et grillage anti-volatile.
- Filtre à deux étages, c'est-à-dire préfiltre (1^{er} étage) et filtre fin (2^{ème} étage).
- Portes d'admission de sécurité et portes d'accès pour l'inspection. - Silencieux
- Coude d'admission d'air.
- Système antigivrage.

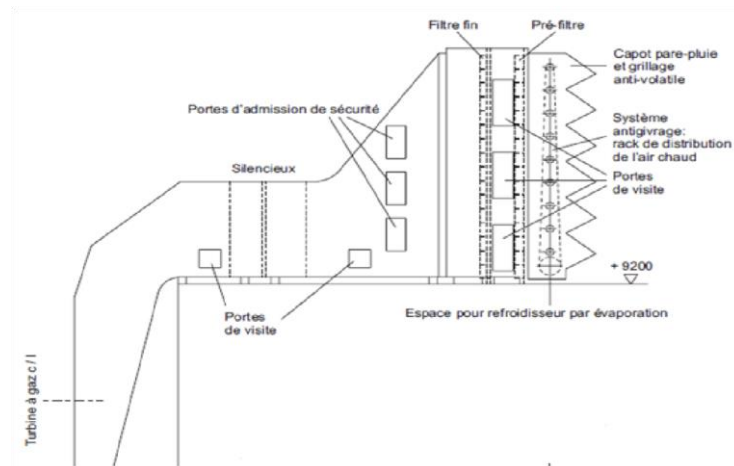


Figure II.9 : Admission d'air avec système de filtre à deux étages

II. 4. 2. Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22% de la vitesse nominale pendant une minute, puis elle se stabilise à 20% pendant deux minutes. Le balayage et l'alimentation du circuit du gaz prend six minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt. La température à l'échappement est légèrement augmentée pendant que les aubes de la directrice présentent une ouverture de 15%.

Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est amorcé. A ce moment-là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale dans l'intervalle de 50% à 60% de la vitesse nominale. L'arbre HP se découple du moteur de lancement et la turbine à gaz est auto maintenue.

II. 4. 3. Système des I.G.V

Les aubes directrices orientables appelées I.G.V. (Inlet Guide Vanes) sont montées dans la partie arrière du corps d'admission. La fermeture de ces aubes permette de contrôler le débit d'air admis dans le compresseur lors du démarrage ; et leur ouverture croît progressivement avec l'accélération de la turbine jusqu'à atteindre l'ouverture complète qui correspond au maximum de débit et de vitesse de rotation. Le mouvement de ces aubes est commandé par un vérin hydraulique relié à l'anneau de vannage (Figure II.10).

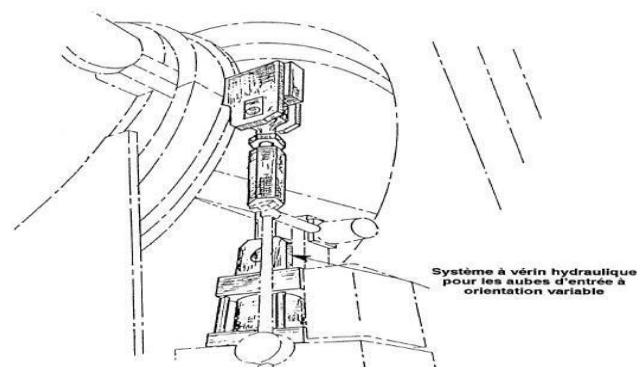


Figure II.10 : Vérin de commande des IGV [3]

II. 4. 4. Système anti-pompage

La décélération de l'air dans les aubes du stator compresseur, afin d'augmenter la pression, est le responsable d'instabilité du débit d'air durant les régimes transitoire, qui sont les séquences de démarrage et d'arrêt. C'est un phénomène de contre pression qui annule de manière cyclique, le débit d'air dans le compresseur : c'est le pompage.

Cette instabilité en régime transitoire apparaît au niveau du 11^{ème} étage du compresseur. De ce fait, un prélèvement d'air est aménagé au niveau de cet étage, sur lequel sont disposés des vannes anti-pompage. L'ouverture et la fermeture de ces vannes sont directement commandées par la pression de refoulement compresseur.

Les vannes anti-pompage ouvertes pendant la période d'accélération de la turbine, permettent au 11^{ème} étage de se décharger partiellement, dans l'échappement de la turbine, ce qui évite les pulsations qui pourraient apparaître. A 95% de la vitesse nominale, elles sont complètement fermées.

II. 4. 5. Système de l'huile de graissage

Il alimente les paliers, les auxiliaires intégrés (réducteur, accouplements, ... etc.) et les vérins hydrauliques, avec de l'huile de graissage. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée. Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

- Réservoir d'huile
- Pompes d'huile de graissage

II. 4. 6. Système d'alimentation par le combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible qui est le gaz naturel, avec la pression et le débit appropriés, le long du cycle de fonctionnement de la turbine. L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz, situé dans la zone accessoire. En plus, on trouve aussi les vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

II. 4. 7. Cadre d'échappement et diffuseur

Le cadre d'échappement est lié à la face arrière du corps turbine. Il se compose de deux cylindres concentriques reliés par une série de 18 entretoises radiales qui doivent être maintenues à une température constante pour ne pas perturber le centrage du rotor par rapport au stator.

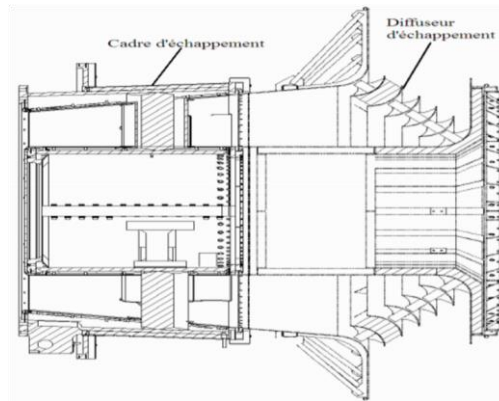


Figure II.11 : Cadre et diffuseur d'échappement

La stabilisation en température se fait par l'air de refroidissement du corps turbine s'écoulant vers des orifices du cadre d'échappement qui font face à des orifices dans le corps turbine. Cet air s'écoule ensuite dans l'espace formé entre les entretoises et le carénage afin de maintenir la température de ces entretoises à une valeur correcte.

Le diffuseur d'échappement se situe entre les cylindres interne et externe du cadre. Les gaz s'échappant du 3^{ème} étage turbine entrent dans le diffuseur où leur vitesse se réduit. A la sortie du diffuseur, une série d'aubes annulaire (déflecteurs) et fixes permettent de diriger les gaz radialement dont une partie travers des sections de tube où sont installés les thermocouples d'échappement.

II. 4. 8. Chambre Paliers et butées

La turbine à gaz de type MS9001FA comprend trois ensembles paliers servant de supports pour le rotor turbocompresseur. Ils sont répartis comme suit :

- Le premier au niveau du corps d'admission du compresseur. Il comprend, outre le palier, une butée et une contrebutée :
- Le deuxième dans le corps d'échappement compresseur.
- Le troisième dans le cadre d'échappement.

II. 5. Principe de fonctionnement de la TG MS9001FA

Dès que la ligne d'arbre est mise en mouvement par le moteur de lancement, l'air atmosphérique est aspiré, filtré et dirigé à travers la gaine d'admission vers l'entrée du compresseur.

A la sortie de compresseur, l'air pénètre dans un espace annulaire entourant les 18 chambres de combustion, puis dans l'espace situé entre l'enveloppe des chambres et les tubes de flamme. Les injecteurs introduisent le combustible dans chacune des chambres de combustion où il est mélangé à l'air de combustion venant du compresseur. La mise à feu est réalisée par deux bougies d'allumage. Chacune de ces deux bougies équipe une chambre de combustion déterminée. La combustion se propage dans les autres chambres à travers les tubes d'interconnexion qui les relient entre elles au niveau de la zone de combustion.

Quand la turbine a presque atteint sa vitesse nominale, la pression des gaz à l'intérieur des chambres est suffisante pour provoquer le retrait des électrodes rétractables équipant les bougies d'allumage. Les gaz chauds venant des chambres de combustion se propagent à travers les 18 pièces de transition placées à l'arrière des tubes de flamme pour traverser ensuite les trois étages de la

turbine. Chaque étage est constitué d'un ensemble d'aubes fixes suivi d'une rangée d'aubes mobiles. Dans chaque rangée d'aubes fixes, l'énergie cinétique du jet de gaz augmente, parallèlement à la diminution de la pression. Dans la rangée adjacente d'aubes mobiles, une partie de l'énergie cinétique du jet est convertie en travail utile transmis au rotor de la turbine.

Après leur passage dans les trois étages de la turbine, les gaz d'échappement traversent le cadre d'échappement et le diffuseur, constitué d'une série de déflecteurs où aubes de guidage transformant la direction axiale des gaz en direction radiale tout en minimisant les pertes par frottement. Les gaz parviennent ensuite au caisson d'échappement et sont évacués à l'atmosphère par le système d'échappement. Du travail fourni au rotor de la turbine, une partie est utilisée pour l'entraînement du compresseur et d'auxiliaires turbines qui sert à faire tourner l'alternateur.

II. 6. Système de refroidissement à air et d'étanchéité

L'amélioration des performances et des rendements des turbines à gaz passe par l'augmentation de la température des gaz dans la chambre de combustion. Il est donc nécessaire de refroidir les pièces sollicitées thermiquement, telles que :

- les chambres de combustion ;
- les aubes des distributeurs turbines haute et basse pression ;
- les ailettes des turbines haute et basse pression ;
- la pressurisation des paliers des compresseurs et des turbines ;
- les carénages et les bras radiaux ;

Ces composants nécessitent d'être efficacement refroidis afin de résister aux exigences thermiques générées par l'écoulement chaud des gaz de combustion. Il existe plusieurs techniques de refroidissement tels que : le refroidissement par convection interne forcée, le refroidissement par impact de jets, refroidissement par transpiration, multiperforation (film cooling). Les deux dernières techniques ont subi ces dernières années de réelles évolutions. Elles s'attardent sur l'analyse et la conception d'un système de refroidissement dans le cas d'un aubage, système qu'il faut concilier les exigences liées au refroidissement de l'élément et celles imposées par le dimensionnement aérodynamique de l'étage de la turbine. Rappelons ci-dessous ces techniques.

II. 6. 1. Techniques de refroidissement interne

a. Refroidissement par convection interne forcée

Le refroidissement par convection interne forcée est la plus ancienne des techniques de refroidissement. Cette technique consiste à évacuer le flux de chaleur reçu par l'aube. Pour cela, on fait circuler l'air frais à travers des canaux judicieusement aménagés à l'intérieur de l'aubage.

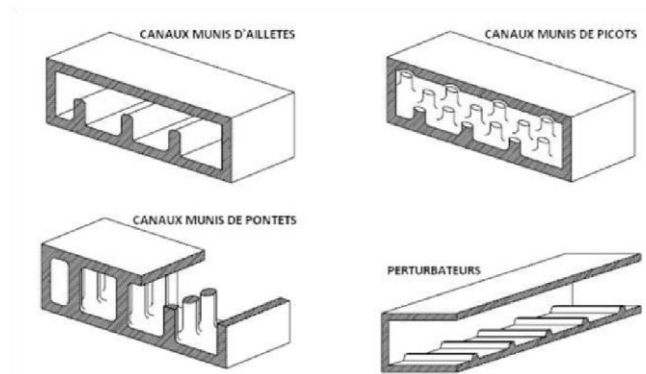


Figure II.12 : Refroidissement par convection

b. Impact de jets

Dans le refroidissement par impact de jets, un ou plusieurs jets d'air à grande vitesse rencontrent la paroi à refroidir (figure II.13). Sa réalisation demande un aménagement spécial à l'intérieur des aubes de telle manière à créer des jets internes permettant un refroidissement plus efficace que par convection forcée.

L'air de refroidissement s'écoulant à travers les orifices d'impact vient frapper la paroi à refroidir. L'échange thermique est particulièrement important au point d'impact, ce qui permet d'atteindre localement les coefficients d'échange thermique les plus élevés.

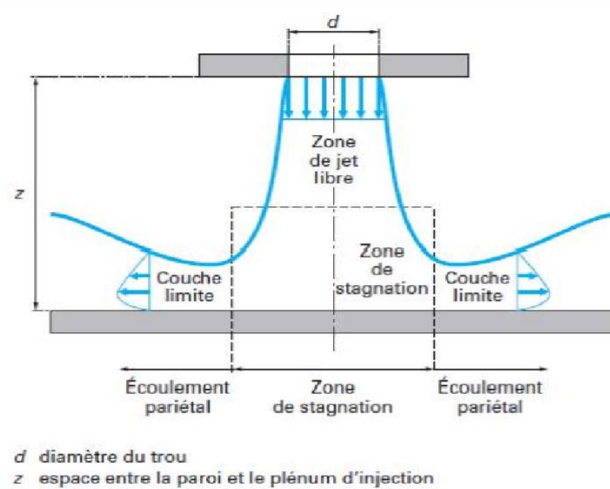


Figure II.13 : Impact d'un jet

Il existe trois types d'orifices d'émission différents qui permettent d'injecter de l'air en direction de la paroi à refroidir : la fente, la buse et les orifices circulaires.

Ce type de refroidissement est généralement utilisé pour le refroidissement de la zone du bord d'attaque de l'aube, dans la turbine, exposée aux gaz à grandes températures, et des chambres de combustion.

c. Refroidissement par film

Elle consiste à utiliser l'air de refroidissement à pression élevée et de l'émettre à travers les espaces creux, rangées de trous et fentes, de façon à engendrer une couche protectrice d'air froid entre les gaz chauds et la paroi (Figure II.14).

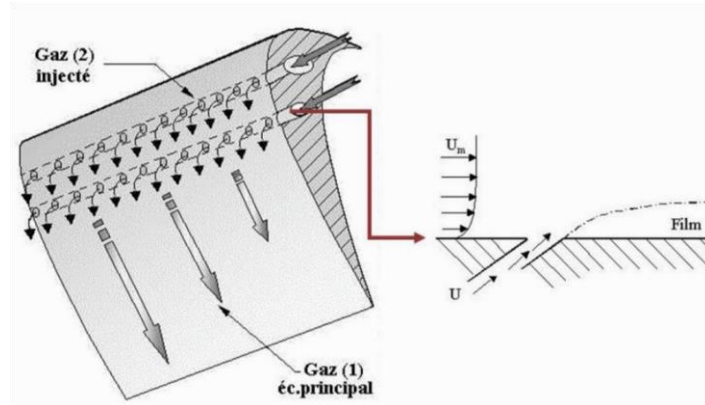


Figure II.14 : Refroidissement par film appliqué à l'aube de la turbine

Cette technique de refroidissement par film est aujourd'hui la protection thermique externe la plus largement utilisée dans la technologie des turbines à gaz grâce à son bon rapport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.

C Transpiration

Cette méthode nécessite un matériau poreux permettant à l'air de refroidissement de s'infiltrer à travers plusieurs couches de parois à refroidir (Figure II.15).

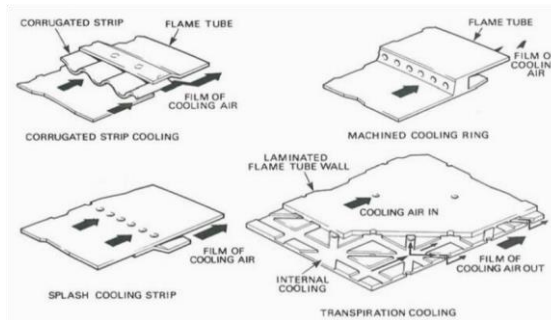


Figure II.15 : Refroidissement par transpiration

Elle permet une distribution plus homogène du fluide refroidissant sur la surface comparant au refroidissement par film. Malgré son efficacité, elle reste réservée pour des applications très restreintes à cause des difficultés de construction.

II. 6. 2. Système de refroidissement par air (interne) de la turbine

Les pièces les plus exposées sont en particulier les aubes du rotor, qui sont très difficiles à refroidir et, de plus, particulièrement sensibles à l'abrasion. Il importe donc d'utiliser un combustible très propre, et de limiter la température en fonction des caractéristiques mécaniques des aubes.

Ces dernières doivent être refroidies à l'air pour éviter que la température de leurs matériaux (alliages réfractaires à base de nickel ou de cobalt) n'excède les limites maximales autorisées. Il convient d'utiliser de l'air à forte pression pour combler les écarts et les espaces creux (former un film) de la turbine à gaz dus à sa conception mécanique.

Par conséquent, il s'agit d'empêcher des gaz chauds de s'infiltrer dans ces espaces. L'air utilisé à ces fins est extrait du compresseur à divers étages (points d'extraction du compresseur) et fourni aux aubes de turbine, au rotor et au corps de la turbine comme air de refroidissement et d'étanchéité.



Figure II.16 : Système d'air de refroidissement des aubes de la turbine à gaz

Le contrôle de l'air de refroidissement assure un refroidissement suffisant et constant des aubes et des ailettes tout en garantissant la fourniture de la quantité d'air de refroidissement adéquate.

Les aubes du premier étage représentent le premier ensemble mobile recevant directement les gaz chauds en provenance de la première directrice. L'aubage du premier étage est dotée d'une série de canaux internes et longitudinaux destinés au refroidissement. L'air pénètre chaque aubage à travers une cavité entre la roue et le pied du type ; pied de sapin", et s'écoule à travers une série d'orifices au sommet. L'efficacité du circuit de refroidissement doit être maximale car un prélèvement sur le cycle de l'air nécessaire s'accompagne d'une perte de charge.

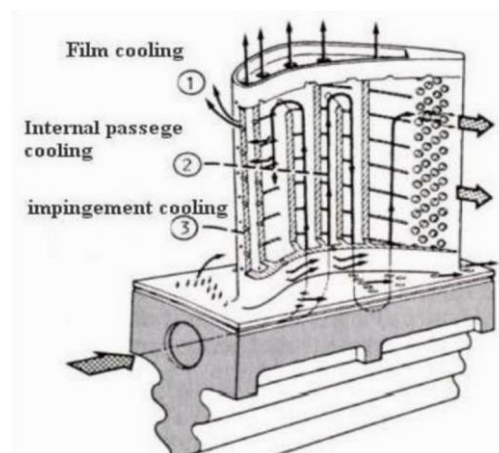
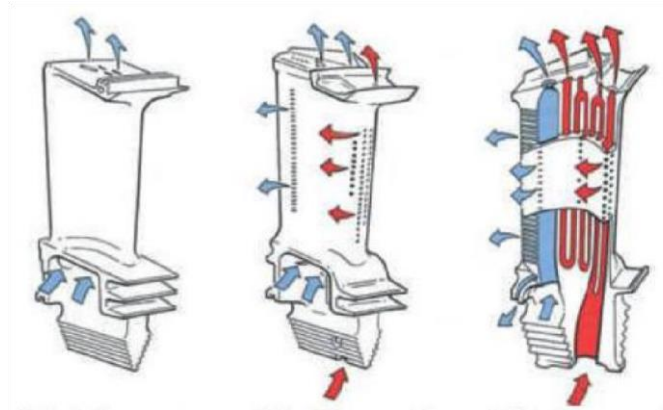


Figure II.17 : Séries d'orifices et des canaux internes d'air de refroidissement dans l'aubage

De ce fait, l'espacement et la dimension des orifices sont conçus pour permettre un refroidissement optimum du profilé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur. Les

économies d'air de refroidissement réalisées sont utilisées pour améliorer les conditions de combustion et le comportement de fonctionnement.



- Air de refroidissement de basse pression
- Air de refroidissement de haute pression

Figure II.18 : Evolution des systèmes de refroidissement des aubes à partir des années 1960

Cette technique de refroidissement par multi-perforation est aujourd'hui la protection thermique la plus largement utilisée pour refroidir les aubes des turbines grâce à son bon apport entre le coût de fabrication et la performance de refroidissement.



Figure II.19 : Les aubes de la turbine 9FA

II. 6. 3. Débit d'air de refroidissement pour les étages de turbine

Afin d'éviter que la température des différentes parties de la turbine n'atteint ses limites maximales, le refroidissement des ailettes mobiles et directrices est indispensable. Grâce à un contrôle de l'air froid assurant un refroidissement suffisant et constant des aubages, une fourniture de la quantité d'air de refroidissement adéquate est vérifiée.

- **1^{er} étage**

Une portion du débit d'air de sortie du compresseur sert au refroidissement du premier étage de la turbine. Le premier lot d'aubages est alimenté en air provenant d'une région du corps de la turbine se trouvant en amont des brûleurs, et avec de l'air extrait de la sortie du compresseur par les tuyaux de guidage d'air de refroidissement disposés en cercle travers les canaux du rotor.

- **2^{ème} étage**

L'air de refroidissement est extrait à deux points situés en aval du 13^{ème} étage du compresseur, puis fourni aux aubes directrices du 2^{ème} étage de turbine. Ces points d'extraction sont séparés l'un de l'autre sur le corps du compresseur par une circonférence décalée. Chaque conduite d'extraction d'air de refroidissement est dotée d'un amortisseur de régulation qui régule l'écoulement de l'air. Quant au refroidissement des aubes mobiles du 2^{ème} étage de turbine l'air est extrait en aval du 12^{ème} étage du compresseur, puis fourni à ces aubes via les canaux du rotor [28].

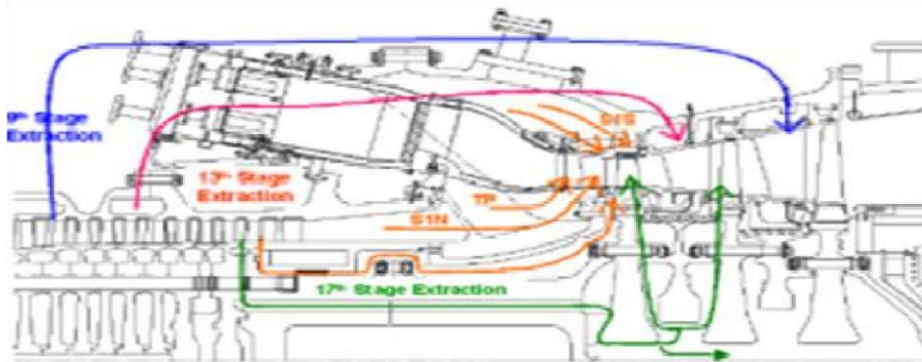


Figure II.20 : Flux de refroidissement des aubes mobiles et des aubes directrices

Une butée mécanique empêche la fermeture complète des registres de contrôle d'air de refroidissement, garantissant ainsi que le débit minimum d'air de refroidissement requis est constamment fourni aux profils.

- **3^{ème} étage**

L'air de refroidissement est extrait à deux points situés en aval du 9^{ème} étage du compresseur, puis fourni aux aubes 3^{ème} étage de turbine. Ces points d'extraction sont séparés l'un de l'autre sur le corps du compresseur par une circonférence décalée. Chaque conduite d'extraction d'air est dotée d'un amortisseur de régulation d'air de refroidissement qui régule l'écoulement de l'air [28].

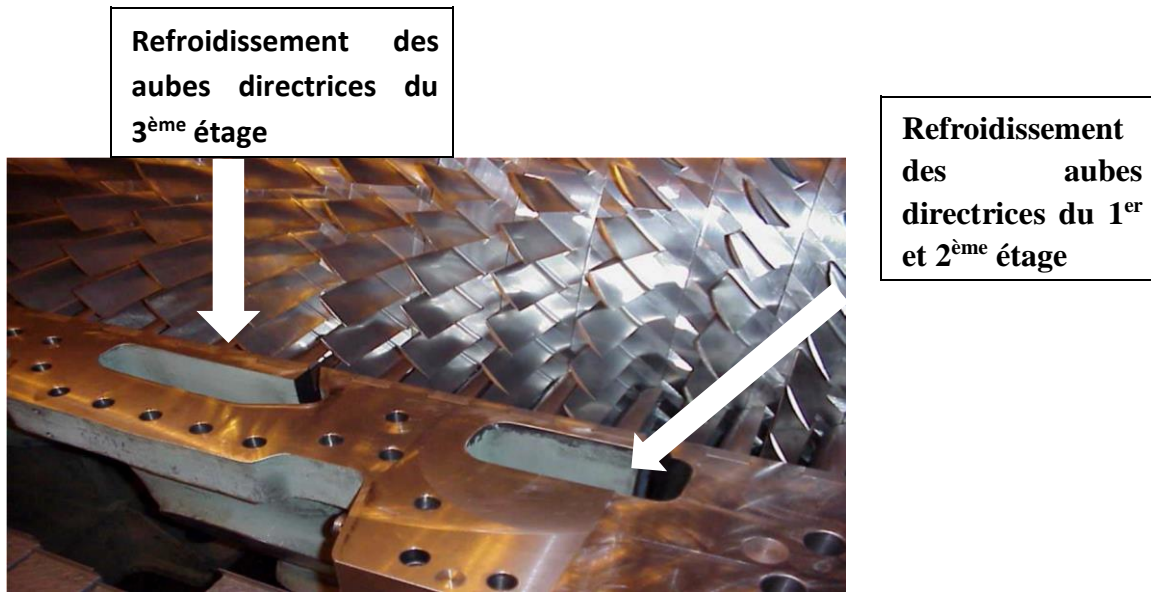


Figure II.21 : Les orifices et les espaces creux à travers lesquels se développe le film de refroidissement

L'air de refroidissement destiné aux aubes mobiles du 3^{ème} étage de la turbine est extrait en aval du 10^{ème} étage du compresseur et fourni aux aubes par le biais des canaux internes du rotor. Le contrôle de l'air de refroidissement des ailettes du 3^{ème} étage de la turbine est similaire à celui des ailettes de son 2^{ème} étage.

II. 8. Conclusion

Dans ce chapitre, on a exposé les différentes parties constituant la turbine à gaz, centrale thermique de HASSI R'MEL, en suivant le cheminement du fluide comburant et du carburant tout en passant par le compresseur axial, le système de combustion, la turbine de détente et l'échappement sans oublier les auxiliaires

Chapitre III :
Les techniques de
refroidissement de l'air
ambient

III.1 Introduction :

Les turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes standard, définies par une température de 15°C, une pression atmosphérique de 1.013 bars et une humidité relative de 60% conformément aux normes ISO. Cependant, ces conditions ambiantes ne sont pas constantes tout au long de l'année, ni même d'un endroit à un autre. Par conséquent, les performances des turbines à gaz peuvent être affectées, notamment lors de périodes chaudes et sèches où la masse d'air traversant l'installation est réduite et la température à l'entrée du compresseur est plus élevée.

Pour améliorer les performances des turbines à gaz dans de telles conditions, divers systèmes de refroidissement de l'air en amont du compresseur sont utilisés. Ces systèmes visent à augmenter la masse d'air traversant la turbine en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur, ce qui réduit par la suite les émissions d'oxydes d'azote dans la chambre de combustion.

Les systèmes de refroidissement actuellement utilisés :

- Réfrigération directe (un simple circuit)
- Réfrigération indirecte (deux circuits)
- Système stockage de la glace
- Système stockage de l'eau froide
- Refroidisseur évaporatif ou refroidissement par ruissellement d'eau

III.2 Systèmes de réfrigération mécaniques [24] :

Le cycle thermodynamique de référence dans un système de récupération de chaleur utilisant un échangeur de chaleur pour refroidir l'air et prélever la chaleur avec un fluide plus froid se déroule dans une machine frigorifique à compression. Ce cycle se compose de plusieurs étapes principales, qui incluent :

- 1. Évaporateur :** Le fluide frigorigène est amené à une pression basse, ce qui provoque son passage à l'état gazeux en captant la chaleur de l'air.
- 2. Compression :** Le fluide frigorigène gazeux est comprimé, ce qui le réchauffe.
- 3. Condenseur :** Le fluide frigorigène chauffé est amené à une pression élevée, ce qui provoque son passage à l'état liquide en relâchant la chaleur vers un milieu extérieur.
- 4. Détendeur :** Le fluide frigorigène liquide est détendu, ce qui le refroidit et le rend disponible pour recommencer le cycle.

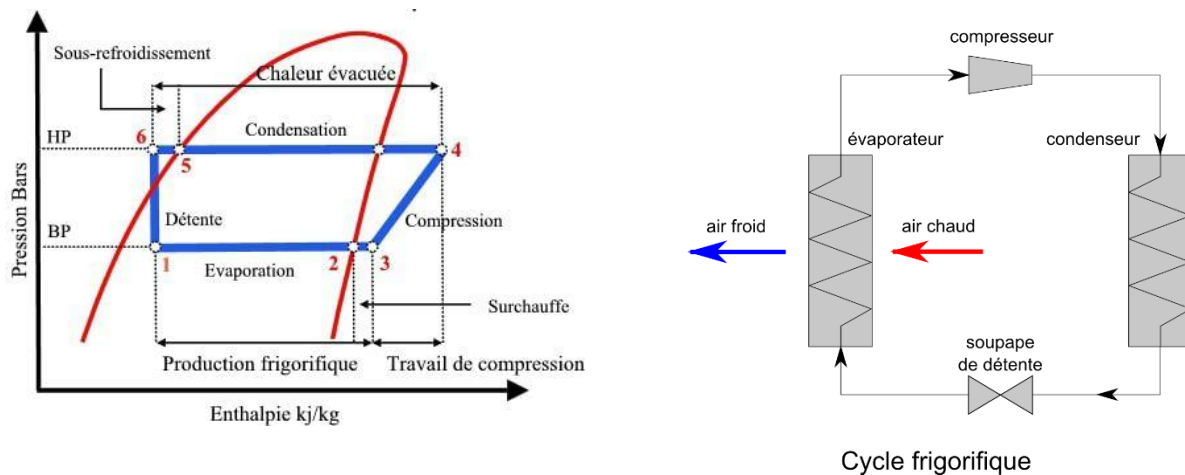


Figure III. 1 : diagramme et cycle d'une machine frigorifique

III.2 .1 Type direct :

Le système de réfrigération direct de l'air ambiant est une technique de refroidissement qui consiste à refroidir l'air ambiant en le faisant passer directement sur l'évaporateur de la machine frigorifique

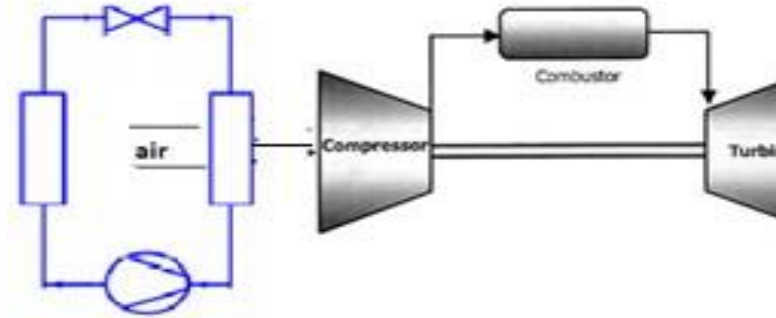


Figure III.2 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type direct

A. Avantage :

- Offre une amélioration de la performance supérieure par rapport aux systèmes utilisant uniquement l'évaporation d'eau.
- Maintient une température d'air d'admission constante, ce qui est crucial pour la fiabilité et l'efficacité du système.

B. Inconvénients :

- Le coût initial d'installation et d'exploitation est élevé.
- Nécessite une charge supplémentaire pour faire fonctionner le groupe frigorifique, ce qui peut entraîner des coûts supplémentaires.
- Les fuites potentielles peuvent endommager les composants de la turbine à gaz, ce qui nécessite une attention particulière et une surveillance régulière.
- Exige une maintenance périodique pour assurer un fonctionnement fiable et efficace du système.

a) Type indirect

Dans un système de refroidissement indirect, deux circuits sont présents : primaire et secondaire. Le circuit primaire, qui concerne la production de froid, est celui du groupe frigorifique, où le fluide moteur ou frigorigène circule. Le circuit secondaire, connu sous le nom de circuit du fluide frigoporteur, est utilisé pour le transport du froid.

Avantage :

- Améliore les performances de la turbine à gaz de manière plus efficace que les refroidisseurs par évaporation traditionnels (par médias et pulvérisation).
- Ne dépend pas de la température humide de l'air ambiant, ce qui garantit une efficacité constante quelles que soient les conditions météorologiques.
- Élimine les risques liés aux fuites et aux pertes de fluide frigorigène, assurant ainsi une sécurité accrue.

Inconvénients :

- Le coût initial d'installation est élevé.
- Nécessite une charge supplémentaire pour faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur) par rapport au système de réfrigération directe.

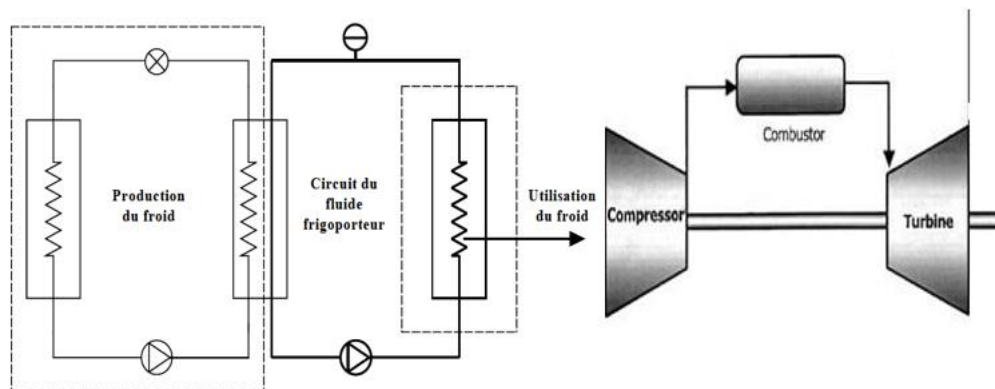


Figure III.3 : Refroidissement de l'air de combustion par machine à compression type indirect

III.3 Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage

Dans le domaine des systèmes de réfrigération mécanique avec stockage, deux techniques de stockage du froid sont couramment utilisées : le stockage de glace et le stockage d'eau froide.

• Stockage de la glace

La glace est produite à l'aide d'un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir. Ensuite, l'eau est refroidie en passant par le réservoir et transporte le froid à l'air de combustion grâce à un échangeur de chaleur. La glace produite pendant la nuit, lorsque la demande est faible, est utilisée pendant la journée lorsque la demande est à son maximum [25].

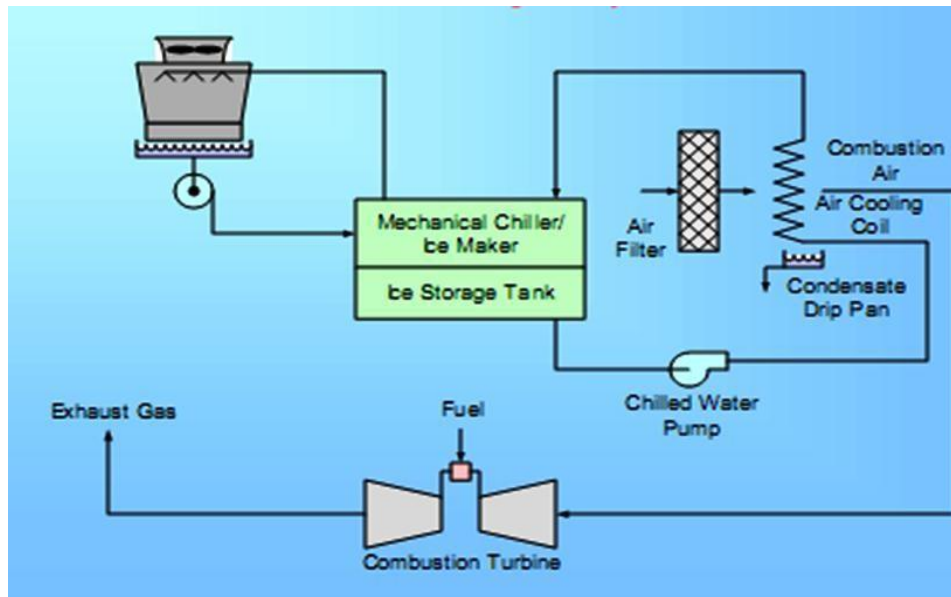


Figure III. 4 : Systèmes de réfrigération mécanique avec stockage de glace

- Stockage de l'eau froide

Les systèmes de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau froide utilisent un compresseur pour refroidir l'eau. L'eau froide est ensuite stockée dans un réservoir isolé pour une utilisation

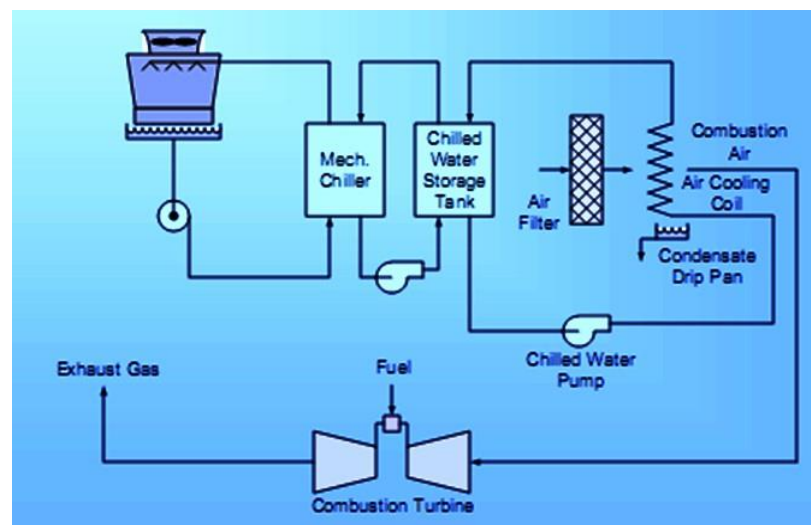


Figure III. 5 : Systèmes de réfrigérations mécaniques avec stockage d'eau froid

III .4 Système de refroidissement par ruissellement d'eau :

Parmi ces techniques de refroidissement on a choisi le refroidissement par ruissellement d'eau (évaporation direct) pour une installation d'une turbine à gaz et avec l'étude suivante on va montrer comment cette technique est plus favorable par rapport les autres techniques

III .4 .1Analyse et modélisation :

III .4 .1.1 Description du système de refroidissement par ruissellement d'eau [22]

L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau dans l'air, l'humidité absolue va augmenter et la température de l'air diminue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité. L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, figure III.7 fonctionne comme suit :

- L'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante ;
- L'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface humide
- L'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.
- L'humidification est adiabatique (isenthalpique).
-

L'élément principal dans un refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, figure II.7 ou l'eau est en contact direct avec l'air. La matière de ce média est caractérisée par une bonne porosité afin de garantir un bon contact entre les deux fluides ; elle est généralement en papier de cellulose traité et au-dessus il y a un distributeur pour assurer la répartition de l'eau sur toute la surface. Un bac se trouve en dessous de la surface de ruissellement sert à collecter l'eau qui n'est pas évaporée. Après l'ajout d'une quantité d'eau bien définie afin de déconcentrer l'eau du bac (pH, teneur en bicarbonate et en calcium) celle-ci sera par la suite réutilisée en utilisant une pompe. En aval de ce système de refroidissement l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes dans le but d'empêcher des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur. `

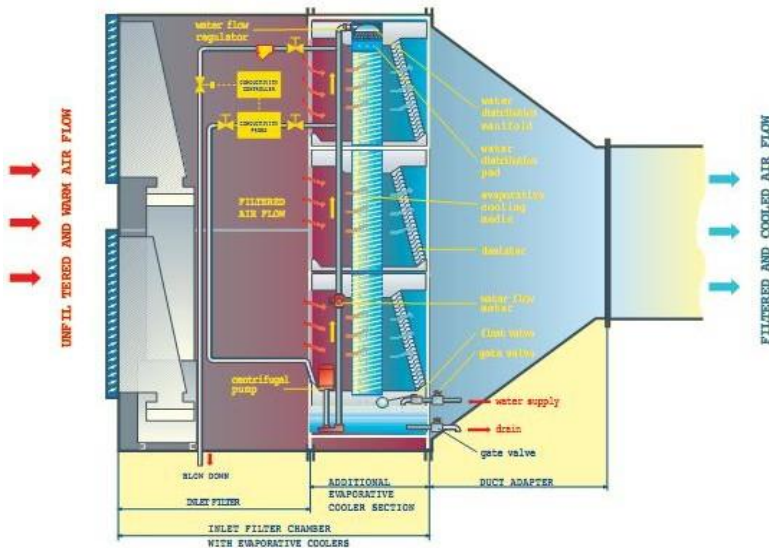


Figure III.6 : Refroidisseur par ruissellement d'eau avec recerclage

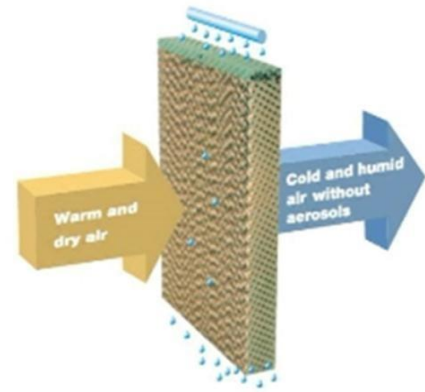


Figure III.7 : Surface de ruissellement

III .4 .1.2 Géométrie de média humide

La surface de ruissellement sous forme d'un nid d'abeille est composée par des panneaux ondulés. L'eau tombe par gravité et passe par des panneaux inclinés avec un angle de 60° en sens inverse de la direction de l'air. Par contre l'air passe par des panneaux inclinés à 30° en dessous. Le but essentiel d'inclinaison des panneaux est de garder un long contact entre l'air et l'eau et d'empêcher l'air de soulever des gouttelettes d'eau

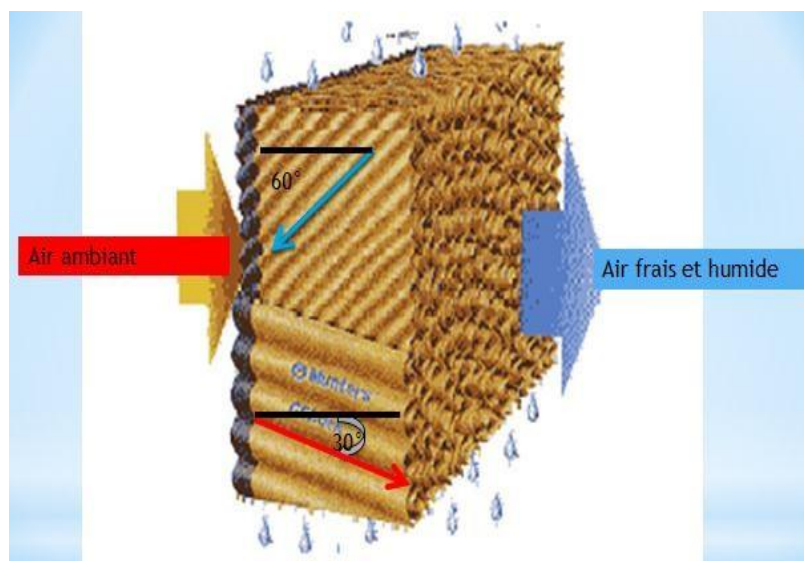


Figure III.8 : Géométrie de média humide

III .4 .1.3 Effet de la géométrie du refroidisseur sur le rendement d'évaporation

Le rendement de ce refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur de la surface de ruissellement et de sa porosité. Dans notre étude on a utilisé une relation empirique pour définir l'efficacité du refroidisseur par ruissellement. On a utilisé la relation empirique (III.1) publiée par J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang [29] qui permet de calculer le rendement du refroidisseur selon la configuration GLASdek7090.

$$\eta_{ev} = 1 - e^{\left[-\frac{A \delta^2}{\rho_a C_p V^{0.35}} \right]} \quad (III.1)$$

- C_p Chaleur spécifique
- ρ_a Densité de l'air
- δ Épaisseur de refroidisseur
- A Section
- V vitesse de l'air

La figure III.9 représente l'allure de l'efficacité du refroidisseur évaporatif en fonction de l'épaisseur pour différentes valeurs de vitesse d'air.

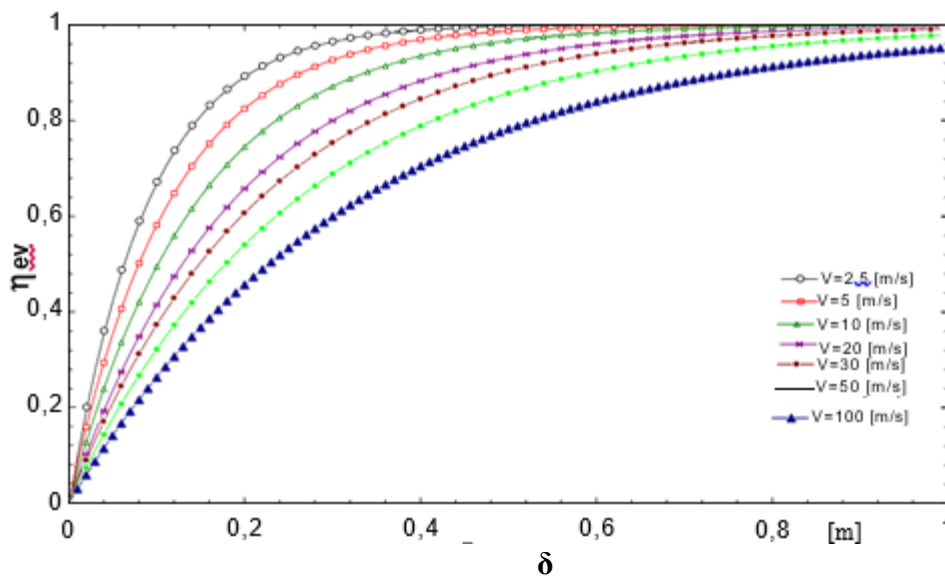


Figure III.9 : Variation du rendement du refroidisseur en fonction de l'épaisseur et de la vitesse (H. Zhang [29]).

L'épaisseur du refroidisseur et de la vitesse de l'air influent directement sur l'efficacité de refroidissement comme il est montré dans la Figure III.9, il est bien clair que plus le refroidisseur est épais plus le rendement est grand avec une vitesse petite, mais il y a une contrainte qui empêche d'augmenter l'épaisseur du refroidisseur, c'est les pertes de charge. Alors il faut adapter entre les deux facteurs épaisseur et pertes de charge. Pour notre étude on a choisi un refroidisseur de 25 cm avec une vitesse de 30 m/s qui donne un rendement de 70%.

A. Avantages :

- Facile et rapide à installer
- Le cout estimatif pour l'installation est de $1/8$ à $1/2$ par rapport au cout de climatisation frigorifiée.
- Le cout estimatif de l'opération (exploitation) est de $1/4$ de celui d'air frigorifié.
- Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission.
- favorable pour les zones chaudes et sèches (climat de la région saharienne).

B. Inconvénients :

- Limitation sur l'amélioration de capacité
- Il n'est pas adapté aux sites humides
- Consomme une quantité d'eau
- L'eau doit être traitée avant utilisation.

III .5 Conclusion :

Divers systèmes de refroidissement de l'air d'admission sont utilisés pour améliorer les performances des turbines à gaz, dans ce chapitre on a découvert les techniques les plus connu dans ce domaine, parmi ces techniques on a choisi le système de refroidissement par ruissellement d'eau grâce à ces avantages.

Le refroidissement par ruissèlement d'eau est la technique choisie pour notre travail, le rendement de ce refroidisseur varie en fonction de l'épaisseur de la surface de ruissellement et de la vitesse d'écoulement.

Chapitre IV :
Etude thermodynamique de
la turbine à gaz MS9001FA

IV .1 Introduction :

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

IV .2 Cycle de Brayton réel irréversible (de la turbine à gaz MS9001FA)

Comme montré par la figure (Figure VI .3), le cycle de Brayton réel (1,2,3,4) diffère du cycle idéal (1,2s,3,4s) suite à l'irréversibilité de ses transformations réelles. Dû à l'existence des forces de frottement internes dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont plus isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés sont aussi accompagnés d'une légère chute de pression.

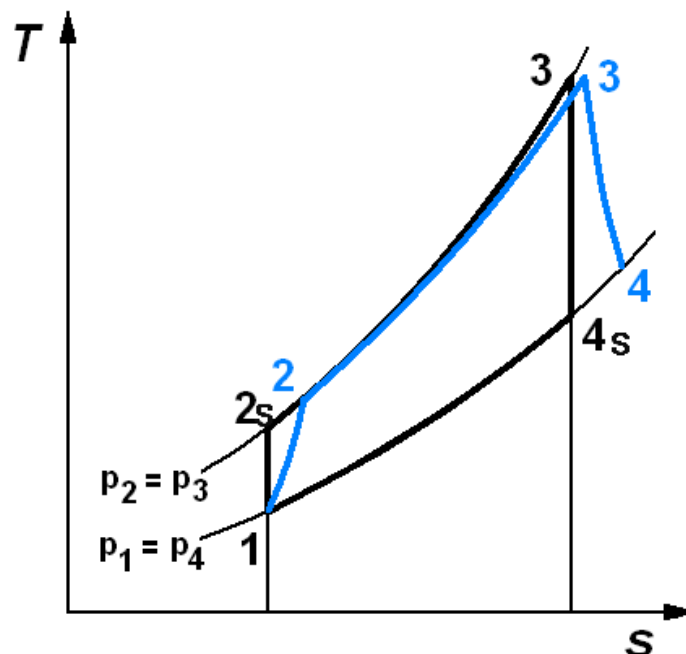


Figure IV .1 : diagramme (T,S) du cycle de brayton

- Irréversibilité dans le compresseur et la turbine

Comme ces machines sont le siège de pertes par frottements, il s'ensuit que les températures réelles de sortie du compresseur T_2 et de la turbine T_4 seront plus élevées que prévu. L'écart par rapport à l'idéalité est quantifié par le rendement isentropique

-Chutes de pression

La chambre de combustion induit des pertes de charges et donc la pression d'entrée de la turbine p_3 sera plus faible. De plus, la présence d'un filtre à l'entrée du compresseur et d'un déflecteur à la sortie crée de pertes : $p_4 < p_1$.

- Débit non constant

Le débit d'air (\dot{m}_{air}) qui traverse le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut tenir compte du débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour le refroidissement de la turbine.

IV.2.1 : Modélisation mathématique de la turbine à gaz :

Dans cette partie, on présente la configuration de la turbine à gaz à étudier (9FA) à un seul arbre, fonctionnant selon le cycle de Brayton simple, leur système de refroidissement interne et étanchéité.

De plus, on détermine les données de construction, les conditions opératoires de Fonctionnement de la turbine à gaz et les hypothèses apportées à notre étude.

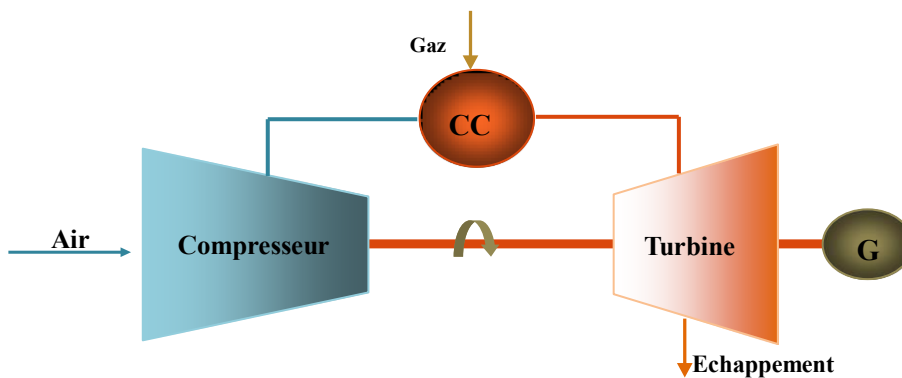


Figure IV .2 : Présentation du cycle

Hypothèses :

Afin de simplifier les équations représentant le phénomène étudié on doit adopter de quelques hypothèses simplificatrices qui décrivent la physique du problème. Ces hypothèses sont les suivantes :

- Tous les processus sont supposés être à l'état thermodynamique stable.
- La turbine à gaz est considérée comme un système adiabatique ouvert avec écoulement permanent.
- La compression d'air et la détente des gaz sont supposées être adiabatiques.
- La température de l'air à l'entrée du compresseur est la température ambiante.
- La réaction de combustion est stœchiométrique.
- Les énergies potentielle et cinétique sont négligées.
- Le débit du carburant est considéré négligeable par rapport au débit d'air.

- Les tables thermodynamiques sont utilisées pour extraire les propriétés thermo physiques de l'air.
- Le carburant utilisé est le méthane CH₄ (gaz naturel). - Le CO₂ est le seul gaz émis par la centrale étudiée.
- L'air se compose de 20% d'oxygène (O₂) et 80% d'azote (N₂).

IV.2.2 Paramètres d'entrée

a. Données disponibles auprès du fabricant

Le modèle sélectionné de la turbine à gaz est le modèle 9FA de GE (général électrique). Les données disponibles auprès du constructeur ont été définies par les conditions de conception standard ou dites conditions ISO, et sous les conditions de travail de la centrale de (Hassi R'mel), sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV.1 : Données disponibles auprès du fabricant de la TAG MS9001FA

Paramètre	Unité	Symbole	Valeur
Puissance de charge	[MW]	P	258
Débit massique d'air	[kg /s]	\dot{m}_a	630-640
Température de combustion	[K]	T_3	1315-1350
Masse molaire de l'air	[gr/ mol]	M_{air}	28.02
Pouvoir calorifique intérieur	[kJ/ kg]	PCI	43346

b. Données utilisateur

Les conditions opératoires de fonctionnement de la turbine à sont citées dans le tableau ci-dessous

Tableau IV .2 : Données supplémentaires de la TAG MS9001FA

Paramètre	Symbole	TAG
Rendement isentropique compresseur	η_{sc}	0.89
Rendement isentropique turbine	η_{sT}	0.89
Rendement de C.C.	η_{cc}	0.98
Débit massique d'air l'entrée de la C.C. [Kg/s]	\dot{m}_{air}	630.23

IV .2.3 Etude énergétique du cycle de la turbine à gaz

Une modélisation précise doit prendre en considération les travaux réels, les pertes de charge ainsi que le rendement de la chambre de combustion. En plus, les variations des chaleurs spécifiques en fonction de la température doivent être considérées. La composition du carburant ainsi que la composition de l'air en fonction de l'humidité doivent aussi être pris en compte.

a. Admission (0, 1)

Le système d'admission sert à filtrer l'air et à le canaliser vers l'entrée du compresseur, ceci induit des pertes de charges linéaires et singulières. Dans les installations des centrales à turbines à gaz, la pression ambiante et la pression à l'entrée du compresseur sont mesurées, dans notre étude les pertes de charge sont négligées et le débit est considéré constant.

b. Section de compression (1, 2)

La figure ci-dessous (Figure VI .3) montre le processus de la compression dans le cas idéal, de 1 à 2s, et dans le cas réel de 1 à 2.

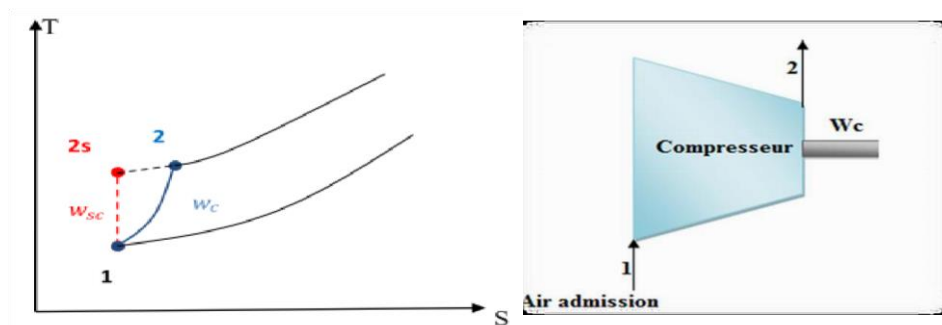


Figure IV.3 : Présentation de la compression du compresseur

Pour la transformation isentropique

$$T_{2s} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} T_1 = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} T_1$$

Dans le cas réel, la température à la sortie de compresseur est égale à

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} + T_1$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entraîner le compresseur W_{cr} est calculé par la formule suivante

$$W_{cr} = h_2 - h_1 = C_p \text{ air } (T_2 - T_1) \quad (IV.1)$$

La puissance nécessaire pour entraîner le compresseur est définie par l'expression

$$\dot{P}_{cr} = \dot{m}_{air} C_{p\ air}(T_2 - T_1) \quad (IV.2)$$

c. Section de combustion (2, 3)

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, du débit massique de combustible \dot{m}_{GN} ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3, comme montrée dans la figure (Figure VI. 4), nous injectons à l'air comprimé un débit du carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

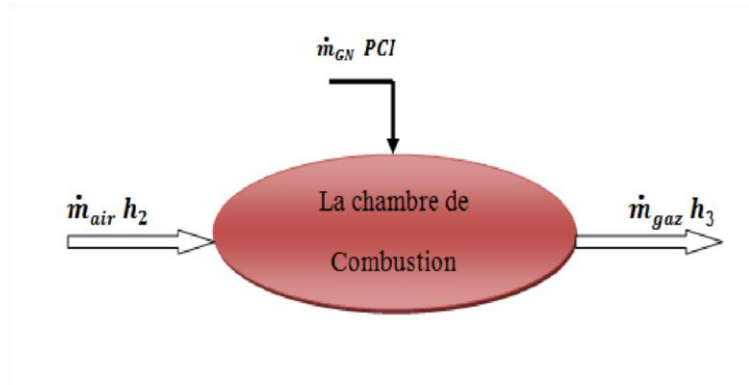


Figure VI. 4 : Présentation de combustion

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est

$$q_{cc} = h_3 - h_2 \quad (VI.3)$$

Donc, la quantité de chaleur de la combustion est

$$Q = \dot{m}_{air} \cdot (h_3 - h_2) \cdot \eta_{cc}$$

Ou bien

d. Section de détente (3, 4) :

(Figure VI.5) illustre le processus de détente du cycle de Brayton dans les cas idéals et réel

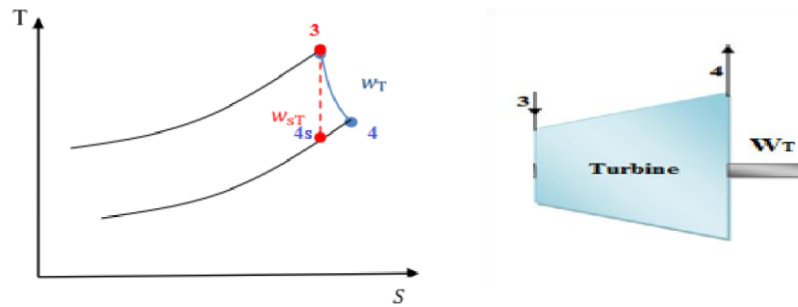


Figure IV. 5 : présentation de détente

Pour la détente isentropique du point 3 au point 4s, on a

$$T_{4s} = \frac{T_3}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Tandis que dans le cas réel, la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine s'écrit comme suit

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})(\eta_{st})$$

Ainsi, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine W_{Tr} est

$$W_{Tr} = h_3 - h_4 = C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4) \quad (VI.4)$$

La puissance produite par la turbine est calculée par

$$\dot{P}_{Tr} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4) \quad (VI.5)$$

a. Bilan global de la centrale

Le travail net du cycle W_{net} est estimé par

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{cr} \quad (VI.6)$$

Tant que, le rendement énergétique global du cycle de Brayton η_{eng} est donné par

$$\eta_{eng} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (VI.7)$$

La puissance électrique nette produite par la centrale \dot{P}_{nette}

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{cr}) \cdot \eta_{eng}$$

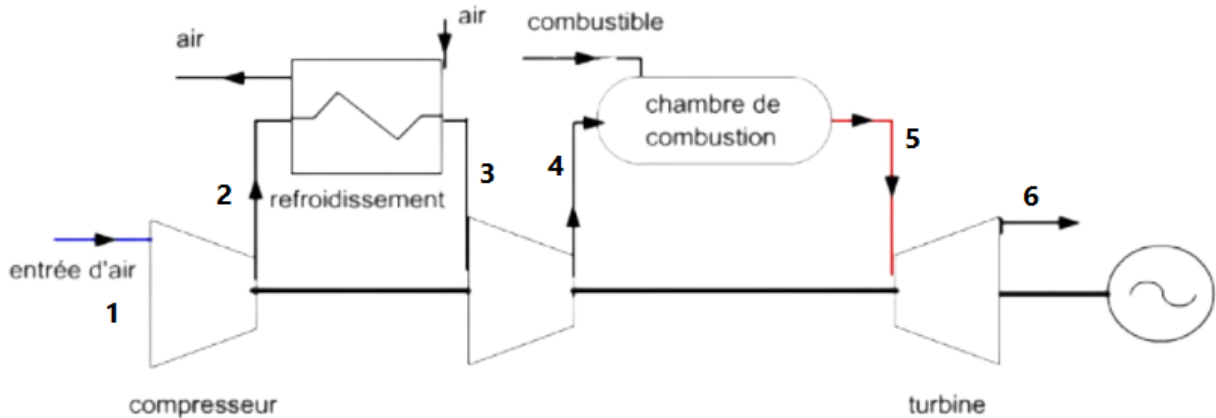
IV. 3 le cycle de turbine à gaz à compression étagée avec refroidissement intermédiaire

L'une des idées pour améliorer le cycle de la turbine à gaz consiste à fractionner la compression. Cette opération peut le cas échéant être répétée plusieurs fois.

Examinons le cas d'un cycle dit à refroidissement intermédiaire, dans lequel la compression est fractionnée. En sortie du premier corps de compression, l'air est refroidi par échange avec de l'air extérieur, ce qui permet de baisser sa température. Il est alors recomprimé à la pression finale, le travail de compression étant plus faible.

En revanche, comme la température de sortie du deuxième corps de compression a elle aussi baissé, il faut apporter plus de chaleur dans la chambre de combustion. Le bilan global reste cependant bénéfique : il en résulte surtout une augmentation de la puissance et un tout petit gain de rendement.

La difficulté est que la morphologie des turbines à gaz qui conduisent aux meilleures performances n'est généralement pas bien adaptée à un refroidissement intermédiaire, de telle sorte que cette solution est rarement employée.



Figures IV .6 : Schéma d'un cycle compresseur intermédiaire

Ci-dessous le diagramme T-S pour le cycle à compression étagée avec refroidissement intermédiaire, le cycle (1 ;2 ;3 ;4 ;5 ;6) est pour le cycle idéal ou théorique, et le cycle (1 ;2s ;3 ;4s ;5 ;6s) est pour le cycle réel.

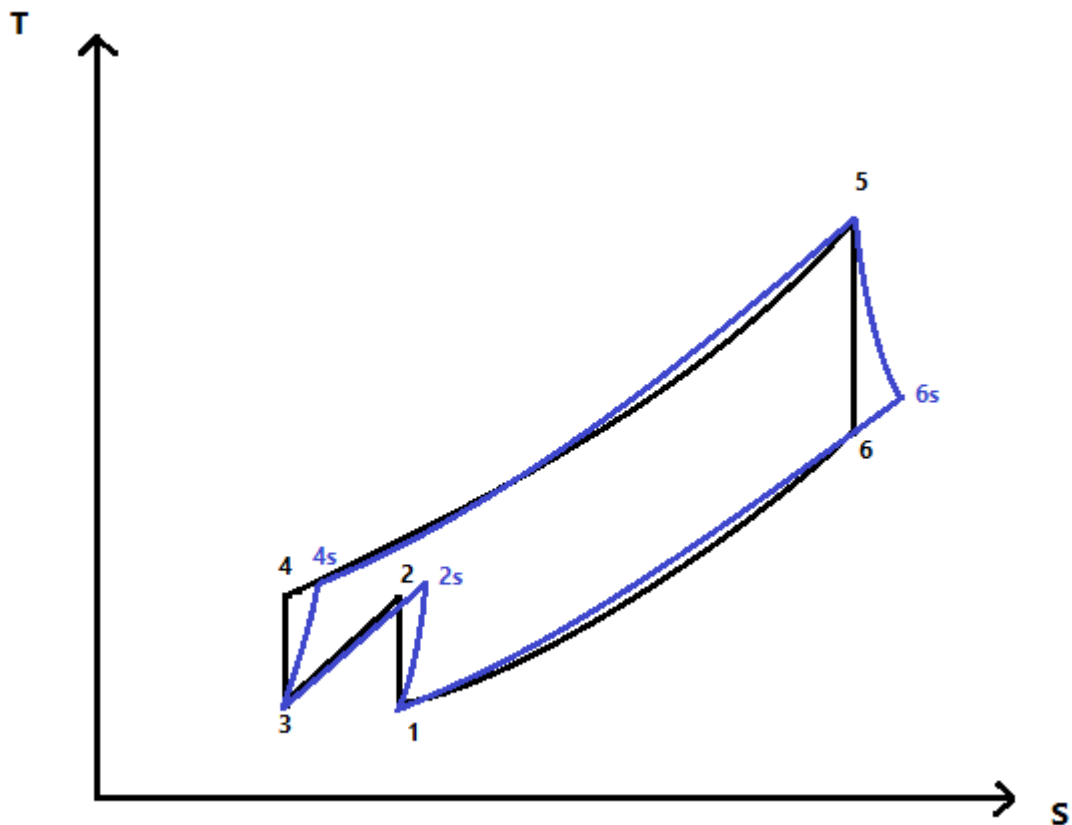


Figure IV.7 : Diagramme (T, S) du cycle à compression étagée avec refroidissement intermédiaire

IV.3.1 Etude thermodynamique

Les données d'entrée pour ce cycle restent les mêmes sauf le taux de compression qui va être divisé sur deux

$$\tau^* = \sqrt{(p1 \times p2)}$$

Pour la transformation isentropique

$$T_{2s} = \left(\frac{p_{2^*}}{p_1}\right)^{\frac{\gamma g - 1}{\gamma g}} T_1$$

Dans le cas réel, la température à la sortie de compresseur est égale à

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{sc}} + T_1$$

Le refroidisseur va diminuer la température jusqu'à la température initiale T_1

$$T_3 = T_1$$

Le deuxième étage de compresseur donne la même température que le premier étage

$$T_4 = T_2$$

Le travail réel du compresseur est déterminé par la formule :

$$W_{cr} = C_p \text{ air } (T_2 - T_1) + C_p \text{ air } (T_4 - T_3) \quad (\text{IV.8})$$

La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion :

$$q_{cc} = C_p \text{ moy } (T_5 - T_4) \quad (\text{IV.9})$$

Pour la détente isentropique entre les points 6 et 5, on a :

$$T_{6s} = \frac{T_5}{2\tau^{\frac{\gamma g - 1}{\gamma g}}}$$

Dans le cas réel :

$$T_6 = T_5 - (T_5 - T_{6s})(\eta_{st})$$

Le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine W_{Tr} est

$$W_{tr} = C_p g (T_5 - T_6) \quad (\text{IV.10})$$

Bilan global de la centrale

Le travail net du cycle W_{net} est estimé par

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{cr} \quad (\text{IV.11})$$

Le rendement énergétique global du cycle à compression étagée avec refroidissement intermédiaire η_{eng} est donné par

$$\eta_{eng} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (\text{VI.12})$$

La puissance électrique nette produite par la centrale \dot{P}_{nette}

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{cr}).\eta_{eng}$$

IV .4 Calcul de nouveau paramètre d'entrée avec refroidissement par ruissellement d'eau [31]

VI.4.1 Analyse énergétique de l'installation améliorée par le système de refroidissement

- **Analyse du panneau d'évaporation**

L'efficacité du média humide est généralement définie par :

$$\eta_{ev} = \frac{T_{se}-T_{amb}}{T_{sat}-T_{amb}} \quad (IV.13)$$

L'efficacité peut aussi s'écrire en fonction de l'humidité spécifique :

$$\eta_{ev} = \frac{H_{s80}-H_{se}}{H_{s80}-H_{se}} \quad (IV.14)$$

-L'humidité spécifique de l'air ambiant est déterminé d'après les formules empiriques de Nadeau et Puiggali, peut être exprimée en fonction de l'humidité relative par la relation :

Calcul de l'humidité spécifique à l'entrée de refroidisseur (H_{se}) :

$$H_{se} = \frac{0.662 \times P_{sat}(T_{amb}) \times Hr}{101325 - P_{sat}(T_{amb}) \times Hr} \quad (IV.15)$$

Et :

$$p_{SAT}(T_{amb}) = \exp\left(23,3265 - \frac{3802,7}{T_{amb}+273,18} - \left(\frac{472,68}{T_{amb}+273,18}\right)^2\right) \quad (IV.16)$$

Calcul de l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur (H_{s80}) :

On peut déterminer l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur avec l'équation de rendement de refroidisseur :

D'après la relation (IV.14)

$$H_{s80} = \eta_{ev} * (H_{s80} - H_{se}) + H_{se} \quad (IV.17)$$

Le refroidisseur par évaporation est supposé fonctionner dans un processus continu

IV.4.2 Détermination de la température à la sortie de refroidisseur (Tse)

Tableau IV.3 : la température à la sortie de refroidisseur (Tse)

La température ambiante	$T_{amb} = 40^{\circ}\text{C}$
L'humidité relative à la région de Hassi R'mel dans les périodes chauds varie entre 15 et 30	$Hr = 25\%$.
L'efficacité de refroidisseur varie entre 0.4 jusqu'à 0.85	$\eta_{ev} = 0.7$
L'humidité relative de saturation	$Hr = 80\%$

Le refroidisseur est supposé fonctionner dans un processus continu isenthalpique.

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 80% et de diminuer sa température comme on le voit dans le diagramme psychrométrique (Annexe 1), donc on peut déterminer la nouvelle température d'air humide à la sortie de refroidisseur : Comme on voit dans le diagramme psychrométrique (Annexe 1)

Toutes les équations nécessaires pour la modélisation sont introduites sous le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Ce dernier permet de donner toutes les propriétés physiques de l'air en fonction de la température et de la pression. L'organigramme suivant montre la démarche suivie pour la modélisation :

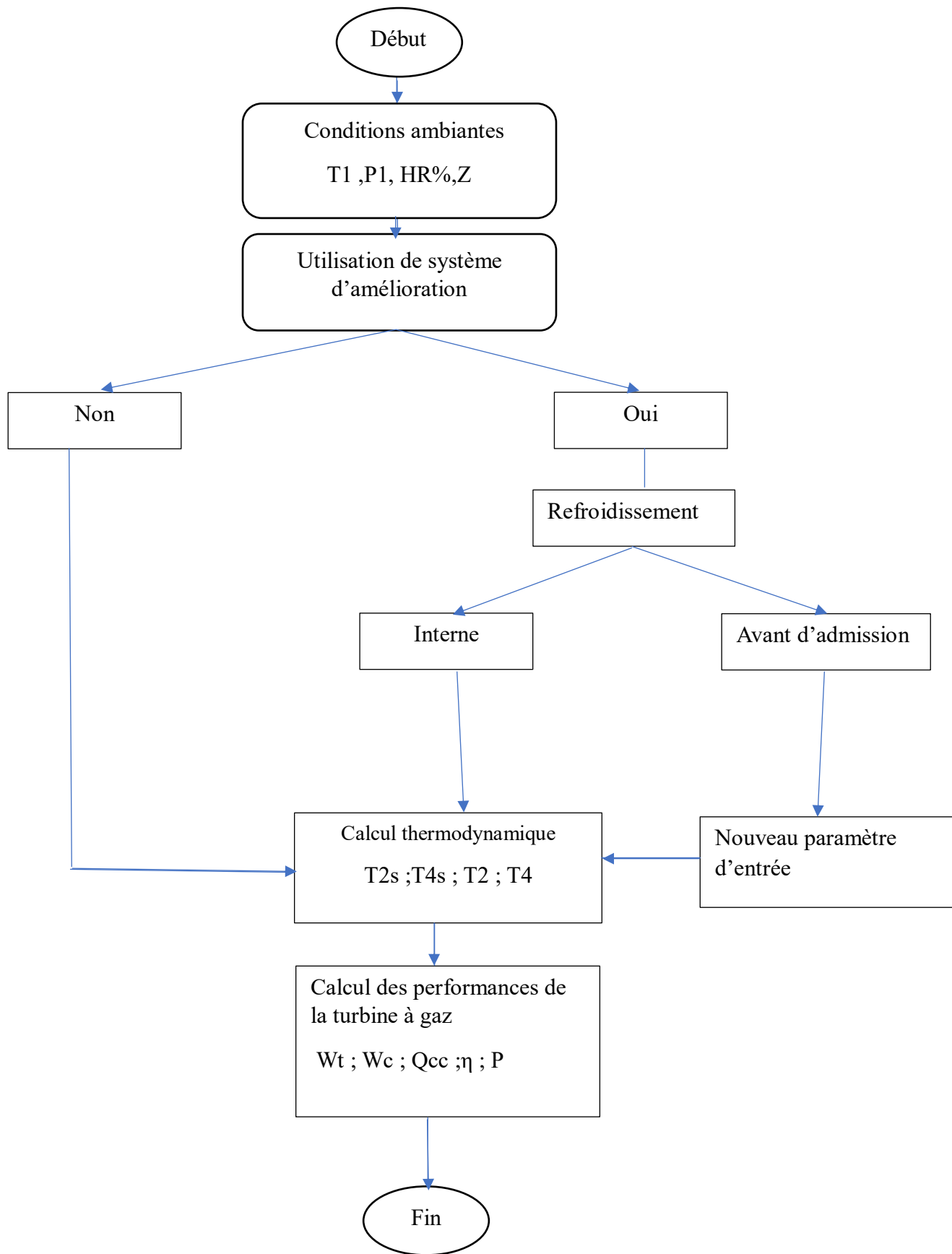


Figure IV.8 : L'organigramme de la démarche suivie pour la modélisation

IV.5 Conclusion :

Le cycle réel d'une turbine à gaz diffère du cycle de Brayton idéal en raison de plusieurs imperfections tel que les pertes de pression, l'efficacité de combustion et le refroidissement des composants.

Pour assurer l'amélioration des performances de la turbine à gaz on est obligé de faire une étude thermodynamique à ce modèle de turbine (9FA).

Parmi les techniques connues dans le domaine est le refroidissement intermédiaire avec deux étages de compression on a fait l'étude de ce système pour comparer les résultats avec la technique de notre choix (le refroidissement par ruissellement d'eau

Chapitre V :

Résultats et discussion

V.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les données numériques (data) prises de la turbine à gaz MS9001FA, une analyse numérique est adoptée, à travers une visualisation graphique des effets de certains paramètres, externe comme la température ambiante et opérationnel comme le taux de compression, on va calculer les performances de cette turbine avant et après l'amélioration

Pour les calculs et la simulation nous avons choisis logiciel EES (Engineering Equation Solver). EES est un outil puissant et polyvalent pour la simulation et la résolution de problèmes d'ingénierie complexes. Sa large gamme de fonctionnalités, sa facilité d'utilisation et sa capacité à s'adapter à vos besoins spécifiques en font un atout précieux pour les ingénieurs de tous les domaines. (Annexe)

V.2 Etude paramétrique de la turbine 9FA :

Les différentes données numériques (data de la salle de contrôle) prises par la turbine à gaz 9FA au cours de la période limitée entre l'hiver et l'été

-1^{er} point a été prise le mois de janvier 2023 - 2^{eme} point a été prise le mois de février 2023
 -3^{eme} point a été prise le mois d'avril 2023 - 4^{eme} point a été prise le mois de juin 2023
 -5^{eme} point a été prise le mois d'aout 2023

Tableau V.1 : Données numériques prises par la turbine à gaz 9FA

		Points				
		1	2	3	4	5
Température ambiante	T1(K)	282	290	298	306	313
Taux de compression	τ	16.2	16.2	16.2	16.2	16.2
Température de fin de combustion	T3(K)	1320	1320	1320	1320	1320

A partir des conditions opératoires (température ambiante variable et taux de compression fixe) et des valeurs de données prises par la turbine à gaz 9FA, et avec logiciel EES (Engenering Equation Solver) on a obtenu les résultats de calculs thermodynamiques et on a déterminé ainsi les performances de cette turbine récapitulée dans les tableaux ci-dessous.

Tableau V.2 : résultats de calculs thermodynamiques

Température ambiante	T1 (K)	282	290	298	306	313
Température à la sortie du compresseur	T2 (K)	667.3	705.2	724.1	740.7	667.3
Température à la sortie de la turbine	T4 (K)	773.3	773.3	773.3	773.3	773.3
Rendement de la TAG	η (%)	31.25	30.65	30.01	29.34	28.71
Puissance de la TAG	P (MW)	256.7	251.47	246.5	240.9	235.7

V.3 Influence de la température ambiante sur les performances de TAG

Dans cette partie, on présente, à partir des résultats, l'influence du paramètre externe qui est la température ambiante sur les performances de turbine à gaz : la puissance utile et le rendement énergétique.

V.3.1 l'influence sur le rendement énergétique :

Les figures (Figure V.1) illustre l'effet de la température ambiante sur le rendement énergétique de turbines. On observe une variation décroissante de rendement avec l'augmentation de la température ambiante.

Cela est justifié par l'augmentation de l'énergie consommée au niveau du compresseur, due à la réduction significative du débit massique de l'air ambiant, et à la stabilisation de l'énergie fournie par la turbine ; ce qui réduit, ainsi, l'énergie utile disponible au niveau de la turbine à gaz

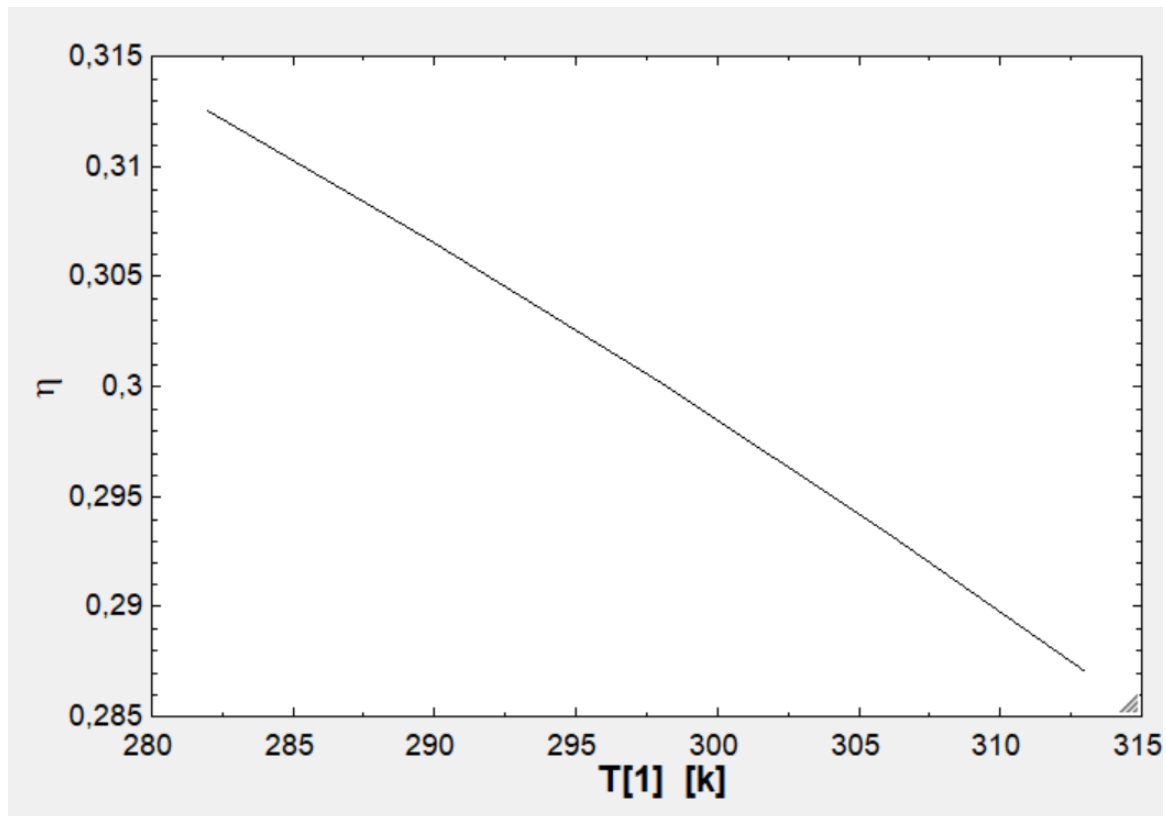


Figure V.1 : variation de rendement thermique en fonction de la température ambiante

V.3.1 L'influence sur la puissance utile

La figure (Figure V.2) montre l'effet de la température ambiante sur la puissance utile de la turbine à gaz. On remarque une diminution de cette puissance avec l'augmentation de la température ambiante et que la température au voisinage des conditions ISO donnera les meilleurs résultats de la puissance électrique. En effet, l'augmentation de température ambiante accroît la puissance absorbée par le compresseur, de façon plus importante, que la puissance fournie par la turbine ce qui entraîne une diminution de la puissance utile de la turbine à gaz.

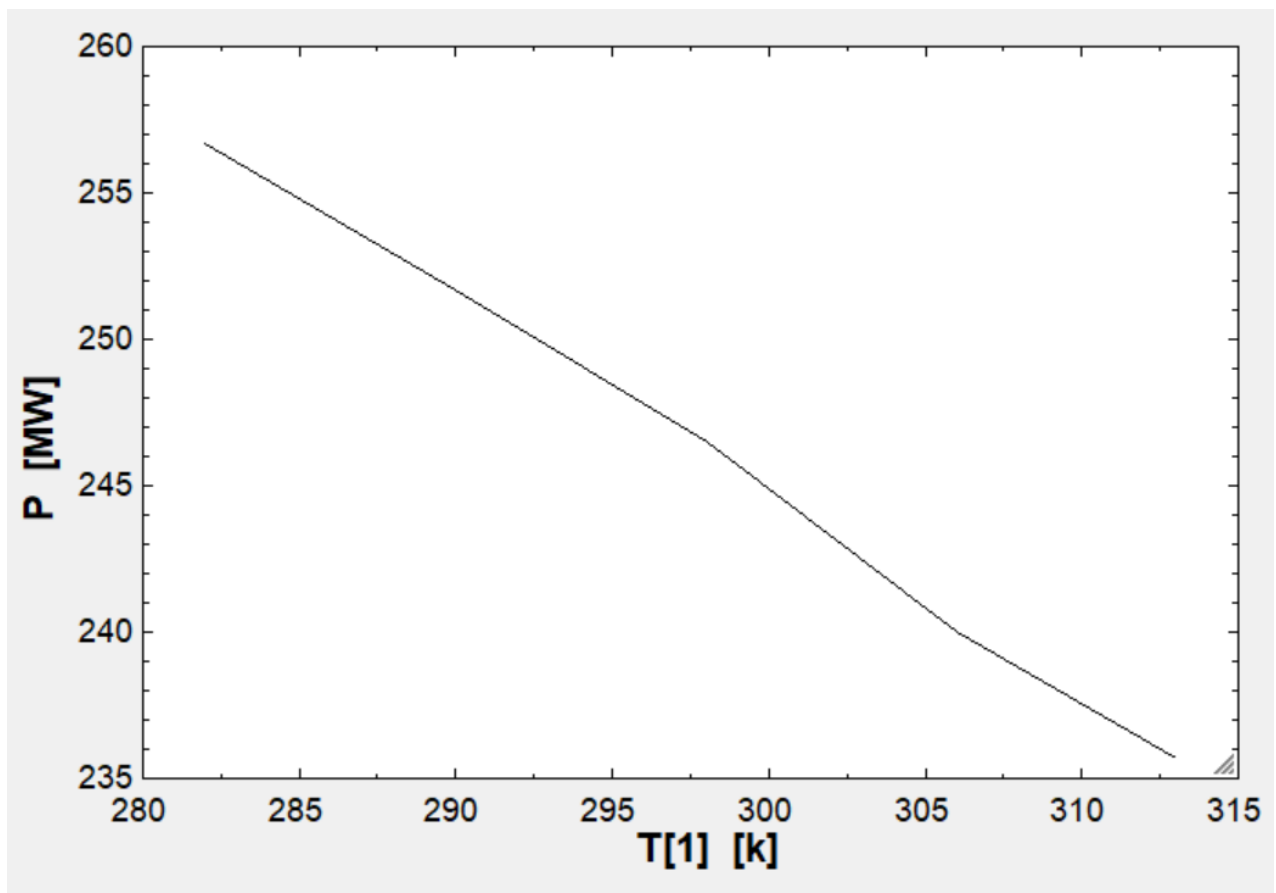


Figure V.2 : variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante

V.4 Les performances de turbine à gaz à compression étagée avec refroidissement intermédiaire

Tableau V.3 : performances de turbine à gaz à compression étagée avec refroidissement intermédiaire

Température ambiante	T1 (K)	282	290	298	306	313
Température à la sortie du compresseur BP	T2 (K)	436	448.4	460.7	473.1	483.9
Température à la sortie de refroidisseur	T3 (K)	282	290	298	306	313
Température à la sortie du compresseur HP	T4 (K)	436	448.4	460.7	473.1	483.9
Température à la sortie de la turbine	T6 (K)	775 .1	775 .1	775 .1	775 .1	775 .1
Rendement de la TAG	η (%)	30.65	30.2	29.73	29.25	28.81

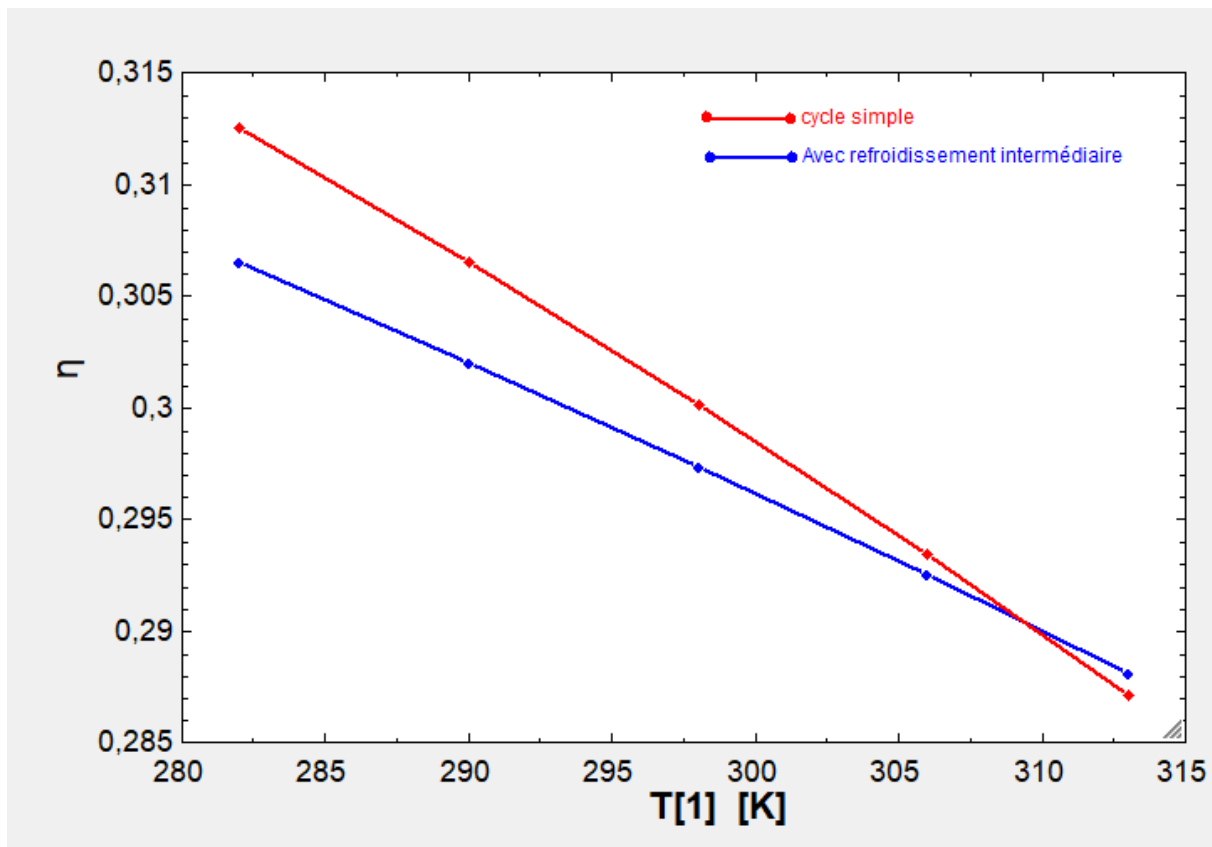


Figure V.3 : variation du rendement de cycle simple et de cycle avec refroidissement intermédiaire en fonction de température ambiante

D'après les résultats de la figure (V.3) nous avons remarqué que les allures du rendement est diminué quand la température ambiante augmente, le rendement de cycle avec refroidissement intermédiaire est proche à l'allure du rendement de cycle simple mais il reste toujours inférieur de lui surtout quand la température est plus basse.

($T_1 < 308K$ η avec refroidissement $< \eta$ de cycle simple)

($T_1=308$ η avec refroidissement = η de cycle simple)

($T_1 > 308$ η avec refroidissement $> \eta$ de cycle simple)

On a réussi à diminuer le travail de compresseur pour augmenter le rendement global de la TAG mais la température à la sortie du compresseur est devenue plus basse donc la chambre de combustion va consommer plus d'énergie pour chauffer l'air qui arrive du compresseur, à cause de ces facteurs on n'arrive pas à améliorer les performances de la TAG dans ce modèle de la turbine.

D'autre part, et d'après simulation on a découvert que le taux de compression joue un rôle très important dans la réussite de cette technique d'amélioration, plus le taux de compression est élevé plus l'efficacité de cette technique est valable, mais l'élévation du taux de compression est limitée, généralement il ne dépasse pas la valeur 6.

V.5 Les performances de turbine à gaz avec refroidissement par ruissellement d'eau avant l'admission

V.5.1 Calcul de la nouvelle température d'entrée

On détermine les températures à la sortie de refroidisseur sur l'intervalle des températures ambiantes [9 à 40 °C], les résultats présentés dans le tableau suivant :

Tableau V.4 : Températures après l'humidificateur

Température ambiante (K)	282	290	298	306	313
L'humidité spécifique à l'entrée de refroidisseur (g_{eau}/kg_{air})	1.85	3.14	6.931	8.236	12.589
L'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur (g_{eau}/kg_{air})	3.8	6.2	8.5	13	17.6
Température à la sortie de refroidisseur (K)	277	282	289	294.5	299.8

Tableau V.5 : performances de turbine à gaz avec refroidissement avant l'admission.

Température ambiante	T1 (K)	282	290	298	306	313
Température à la sortie du refroidisseur	T1 f (K)	277	282	289	294 .5	299.8
Température à la sortie du compresseur	T2 (K)	655,5	667,3	683,9	696,9	709,4
Température à la sortie de la turbine	T4 (K)	773,3	773,3	773,3	773,3	773,3
Rendement de la TAG	η (%)	31,61	31,25	30,73	30,3	29 ,86
Puissance de la TAG	P (MW)	259,6	256,7	252,4	248,8	245,3

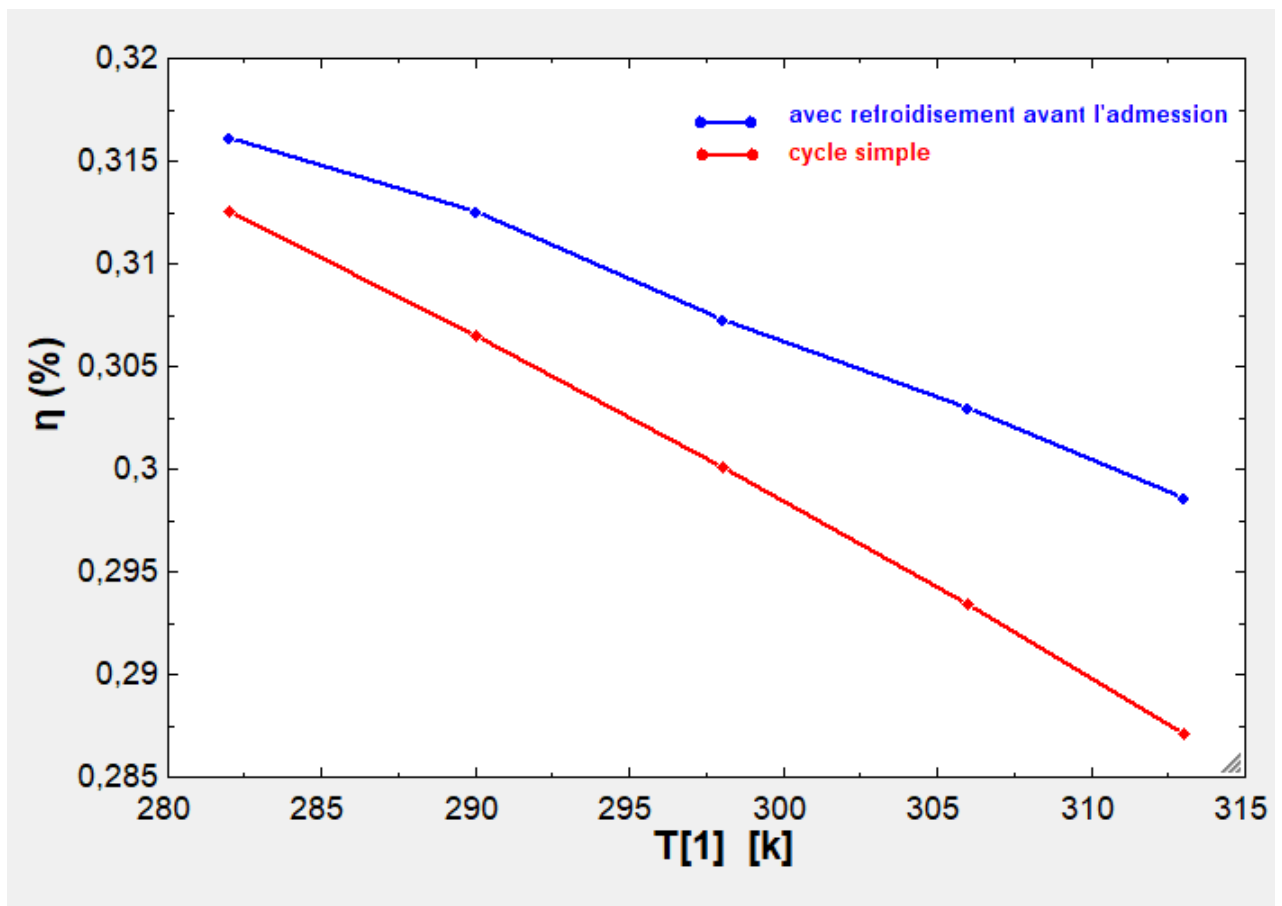


Figure V.4 : variation du rendement de la turbine avec et sans refroidissement avant l'admission

Le rendement de cette turbine à gaz varie entre 29 % jusqu'à 31% durant la plage de température étudiée au cours de l'année comme il est représenté dans la figure (V.4) (courbe en rouge), mais dans le cas on a refroidi l'air à l'admission le rendement s'améliore (courbe en bleu).

L'augmentation du rendement sera plus claire dans les périodes chaudes comme on voit dans la température 313k sur le diagramme, le rendement augmente avec 1.15 %.

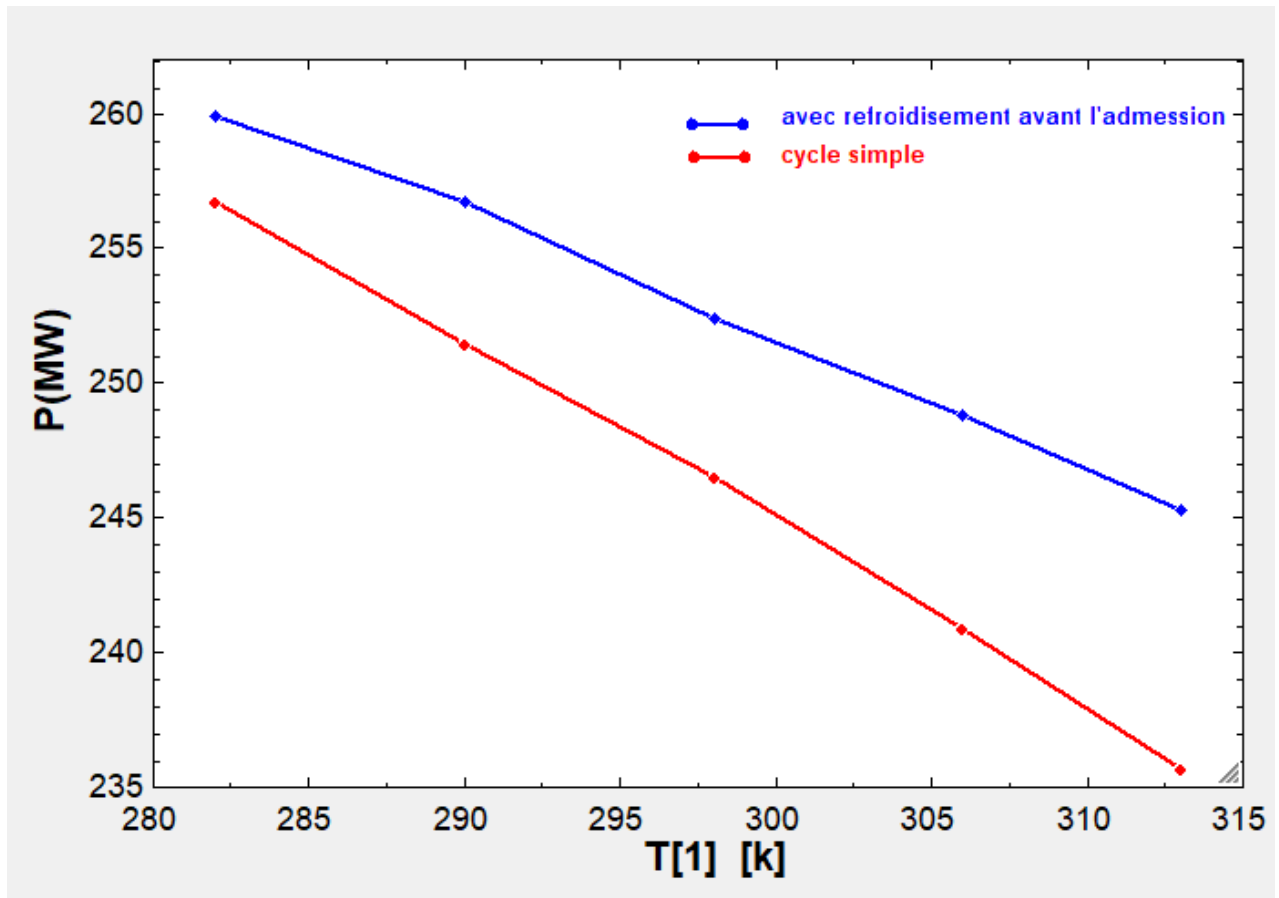


Figure V.5 : variation de la puissance de la turbine avec et sans refroidissement avant l'admission

Il est bien clair d'après la figure (V.5) l'influence de la température d'admission sur la puissance produite. De même on peut remarquer que la puissance est meilleure lorsqu'on utilise le système de refroidissement. Cette augmentation est causée par la diminution du travail spécifique de compression due à l'abaissement de la température d'admission.

Durant la période étudiée les gains de puissance de l'installation de la turbine à gaz étudiée varient entre 3,1MW jusqu'à 9,1 MW.

V.6 Conclusion :

Dans ce chapitre on a calculé les performances de la turbine modèle MS9001A, il est clair que la température ambiante a une influence directe sur le rendement et la puissance de la turbine à gaz..

La simulation qui nous avons fait montre la différence entre le cas standard et le cas d'amélioration, ainsi que la différence entre les deux techniques de refroidissements.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la génération de l'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures. Elles sont implantées dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables en température, pression et humidité relative.

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation.

Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de deux étages de compression avec refroidissement intermédiaire, l'étude théorique de notre travail permettent de voir l'effet de cette technologie, dans notre modèle de la turbine. L'influence de cette technique est presque nulle ou bien parfois on a vu un effet négatif dans les temps relativement froids. Le taux de compression joue un rôle très important dans la réussite de cette technique d'amélioration, plus le taux de compression est élevé plus l'efficacité de cette technique est valable, mais l'élévation du taux de compression est limitée, généralement il ne dépasse pas la valeur 6.

Ensuite, on a choisi le refroidisseur par ruissellement d'eau pour refroidir et humidifier l'air de l'admission en même temps, parce que ce système est adaptable avec les zones chaudes et sèches, telle que la zone de Hassi R'mel (zone saharienne).

Pour la modélisation, on a écrit les bilans énergétiques nécessaires sous le logiciel EES (Engineering Equation Solver). Les résultats de modélisation montrent que le refroidisseur par ruissellement d'eau permet de conditionner l'air avant son entrée dans le compresseur. La présence du système de refroidissement produit une diminution de la température de l'air ambiant, ce qui influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz étudiée. Nous avons obtenu des bons résultats à la fin de l'étude, l'amélioration est passée avec succès et on a noté une augmentation de 1.15% et 9.1 MW.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

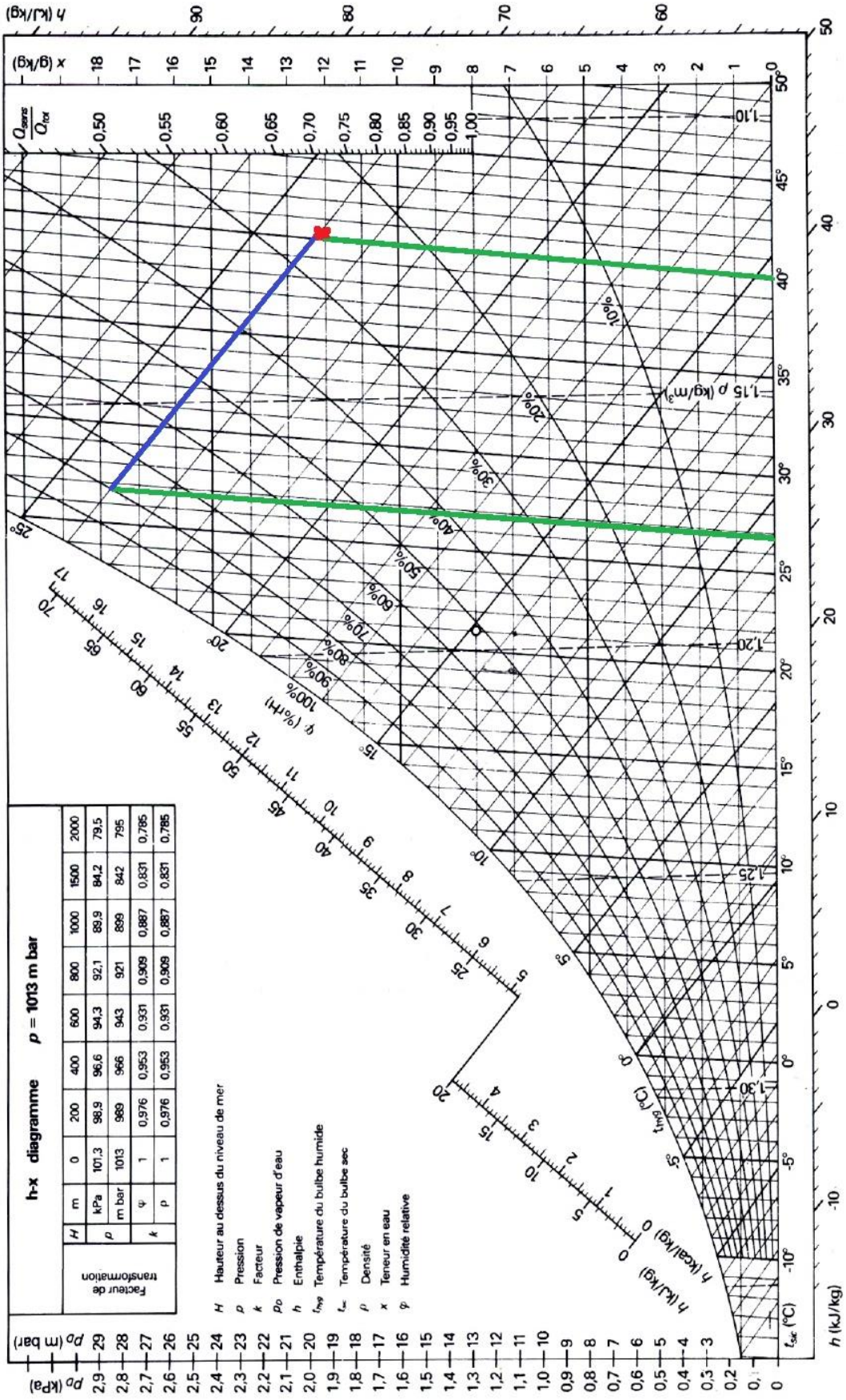
- [1] J.P. WAUQUIER ; « pétrole brut, produit pétrolières, schémas de fabrication »; Tome 1 ; Edition TECHNIP ; 2-7108-0668-1 ; 1994.
- [2] M. Majed ET M. Galal, «Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates, » international journal of energy research Int, n° percentage130:777–797, 2006
- [3] A. M. BIANCHI, Y. FAUTRELLE, J. ETAY ; « Transferts thermiques »; PPUR, presses polytechniques , 2004.
- [4] A. L. Polyzakis, C. Koroneos and G. Xydis, "Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant". Energy Conversion and Management 49 551-563 ,2008
- [5] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J, 12-13, 1991. [28] W. Wagner and A. Prub, "The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys. Chem.Ref. Data, Vol. 31 , 2002.
- [6] Ondryas IS Wilson DA, «Option in gas turbine power augmentation using inlet air, » J. Eng. Gaz Turbines Power, Vols. percentage1 sur percentage2113 (2): 203-211, 1991.
- [7] L. Powerphase, «Project Summary Report Turbo phase Installation, », 2016.
- [8] 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
- [11] A. BEAUTÉ, «Compressibilité et Flottabilité,» ,2013
- [12] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J, 12-13, 1991
- [13] Jabber Q.M, Jabber 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.
- [14] Alhazmy MM, Jassim RK, Zaki GM., « Performance enhancement of gas turbines by inlet aircooling in hot and humid climates »,., International Journal of Energy Research 30:777- 797 ,2006.
- [15] M. Majed ET M. Galal, «Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates, » international journal of energy research Int, n° percentage130:777–797, 2006.
- [16] GENERAL ELECTRIQUE, « Manuel de Formation Pour la Conduite et L'Entretien de la Turbine NFA9001 », Hassi R'mel, Laghouat, Algérie.
- [17] 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

- [18] V. EVELOY, P. RODGERS et S. POPLI, « Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie,» 21ème Congrès Français de Mécanique, p. 6, 26 au 30 août, 2013.
- [19] M. Laissaoui, « Amélioration des performances d'une installation turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission,» mémoire de magister, Université M'hammed bouguerra boumerdes, 2012
- [20] A. Bouam, S. AISSANI & R.KADI, « Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion ». Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2, 291 – 306 ,2008
- [21] 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.
- [22] 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
- [23] Gas Turbine Handbook: Principles and Practices by Tony Giampaolo, MSME, PE
- [24] M. B. Jovanovic, “Film cooling through imperfect holes”, PhD thesis, Eindhoven University of Technology, the Netherlands, 2007.
- [25] Nguyen, M. N. Étude expérimentale des échanges convectifs dus au développement d'un film d'air froid. (Doctoral dissertation, ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique-Poitiers) ,2012
- [26] Manuel de formation professionnel relative au projet Centrale Cycle Combiné de Bellara «9001FA - MechanicalReview», GE Power & Water (GE Power & Water) ,2013
- [27] ISO 3977-2 : Turbines à gaz - Spécifications pour l'acquisition - Partie 2: Conditions normales de référence et caractéristiques
- [28] Facchini, B., & Innocenti, L. Refroidissement des turbines à gaz: Techniques et efficacité. Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, (BM4566),2005.
- [29]. J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang “Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler”China ScienceDirect2008pages 980-984
- [30]. Handbook ASHRAE Fundamentals 2009 [PSYCHROMETRICS]
- [31].M Bennaceur rachid , « Amélioration des performances de turbine a gaz MS5002C) par l'intégration d'un système de refroidissement et d'injection, 2019.
- [32] Dr. Fritah Abdallah, Cours UED 2.2 : Production de l'énergie électrique, Université Mohamed Khider Biskra 2020.
- [33] Izabella Ferrar, Aerospace Engineering Laboratory II ,2014

Annexes

Annexe 1

Diagramme psychrométrique



Input data

$$\gamma_{\text{air}} = 1,4$$

$$\gamma_{\theta} = 1,29$$

$$p_{\text{ci}} = 43346 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\tau = 16,2$$

$$\eta_{\text{sc}} = 0,89$$

$$\eta_{\text{st}} = 0,89$$

$$\eta_{\text{cc}} = 0,98$$

$$\eta_{\text{ref}} = 0,7$$

$$C_{p_{\text{air}}} = 1,005$$

$$C_{p_{\text{moy}}} = 1,13$$

$$H_r = 0,25$$

point1

$$T_1 = 298$$

$$P_1 = 1$$

$$T_{\text{th}_1} = T_1$$

$$h_1 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_1; P = P_1)$$

$$s_1 = s(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_1; P = P_1)$$

$$v_1 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_1; P = P_1)$$

point2

$$P_2 = \tau \cdot P_1$$

$$T_2 = \frac{T_{\text{th}_2} - T_1}{\eta_{\text{sc}}} + T_1$$

$$T_{\text{th}_2} = \tau \left[\frac{\gamma_{\text{air}} - 1}{\gamma_{\text{air}}} \right] \cdot T_1$$

$$v_2 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_2; P = P_2)$$

$$s_2 = s_1$$

$$h_2 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_2; P = P_2)$$

point3

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = 1320$$

$$T_{th3} = T_3$$

$$v_3 = v(\text{Air}_{ra}; T = T_3; P = P_3)$$

$$s_3 = s(\text{Air}_{ra}; T = T_3; P = P_3)$$

$$h_3 = h(\text{Air}_{ra}; T = T_3; P = P_3)$$

point4

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{th4}) \cdot \eta_{isT}$$

$$T_{th4} = \frac{T_3}{\tau^{\left[\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right]}}$$

$$s_4 = s_3$$

$$P_4 = P_1$$

$$v_4 = v(\text{Air}_{ra}; T = T_4; P = P_4)$$

$$h_4 = h(\text{Air}_{ra}; T = T_4; P = P_4)$$

calcul de l'humidité spécifique

$$P_{sat} = \exp\left[23,3265 - \frac{3802,7}{T_1} - \left(\frac{472,68}{T_1}\right)^2\right]$$

$$H_{se} = \frac{0,662 \cdot P_{sat} \cdot Hr}{101325 - P_{sat} \cdot Hr}$$

$$H_{ss} = \eta_{ref} \cdot (0,02 - H_{se}) + H_{se}$$

performances de la TAG

$$W_{cr} = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q_{cc} = C_{p_{moy}} \cdot (T_3 - T_2)$$

$$W_v = C_{p_{moy}} \cdot (T_3 - T_4)$$

$$W_{net} = W_v - W_{cr}$$

$$\eta = \frac{W_{net}}{q_{cc}}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI K bar kJ mass deg

$$C_{p_{air}} = 1,005 \text{ [KJ/Kg k]}$$

$$\eta = 0,3001$$

$$\eta_{ref} = 0,7$$

$$C_{p_{moy}} = 1,13 \text{ [KJ/Kg k]}$$

$$\eta_{cc} = 0,98$$

$$\eta_{sc} = 0,89$$

$\eta_{st} = 0,89$

$\gamma_p = 1,29$

$H_{se} = 0,005158$

$p_{ci} = 43346 \text{ [kJ/kg]}$

$q_{cc} = 694,8 \text{ [KJ/KG]}$

$W_{\sigma} = 409,2 \text{ [kJ/kg]}$

$W_v = 617,7 \text{ [kJ/kg]}$

$\gamma_{sr} = 1,4$

$H_r = 0,25$

$H_{ss} = 0,01555$

$P_{sat} = 3133$

$\tau = 16,2$

$W_{net} = 208,5 \text{ [kJ/kg]}$

No unit problems were detected. (13 disabled)

Arrays Table: Main

	T_1 [k]	P_1 [bar]	T_{th_1} [k]	h_1 [KJ/Kg]	s_1 [KJ/Kg k]	v_1
1	298	1	298	298,2	6,862	0,8551
2	705,2	16,2	660,4	719,4	6,862	0,1257
3	1320	16,2	1320	1421	7,659	0,2349
4	773,3	1	705,8	793,1	7,659	2,221

Annexe 2

Input data

$$\gamma_{air} = 1,4$$

$$\gamma_{g} = 1,29$$

$$\tau = 6$$

$$\eta_{sc} = 0,89$$

$$\eta_{sT} = 0,89$$

$$\eta_{cc} = 0,98$$

$$Cp_{air} = 1,005$$

$$Cp_{moy} = 1,13$$

$$\eta_s = 55$$

point1

$$T_1 = 313$$

$$P_1 = 1$$

$$Tth_1 = T_1$$

$$h_1 = h(\text{Air}_{ha}; T = T_1; P = P_1)$$

$$s_1 = s(\text{Air}_{ha}; T = T_1; P = P_1)$$

$$v_1 = v(\text{Air}_{ha}; T = T_1; P = P_1)$$

point2

$$P_2 = \tau \cdot P_1$$

$$T_2 = \frac{Tth_2 - T_1}{\eta_{sc}} + T_1$$

$$Tth_2 = \tau \left[\frac{\tau - 1}{\tau} \right] \cdot T_1$$

$$v_2 = v(\text{Air}_{ha}; T = T_2; P = P_2)$$

$$s_2 = s_1$$

$$h_2 = h(\text{Air}_{ha}; T = T_2; P = P_2)$$

point 3

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T_1$$

$$Tth_3 = T_3$$

$$v_3 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_3; P = P_3)$$

$$s_3 = s(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_3; P = P_3)$$

$$h_3 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_3; P = P_3)$$

point4

$$P_4 = \tau \cdot P_1 \cdot 2$$

$$T_4 = \frac{T_{\text{th}_4} - T_3}{\eta_{\text{sc}}} + T_3$$

$$T_{\text{th}_4} = \tau \left| \frac{\gamma_{\text{sc}} - 1}{\gamma_{\text{sc}}} \right| \cdot T_3$$

$$v_4 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_4; P = P_4)$$

$$s_4 = s_3$$

$$h_4 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_4; P = P_4)$$

point5

$$P_5 = P_4$$

$$T_5 = 1320$$

$$T_{\text{th}_5} = T_5$$

$$v_5 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_5; P = P_5)$$

$$s_5 = s(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_5; P = P_5)$$

$$h_5 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_5; P = P_5)$$

point6

$$T_6 = T_5 - (T_5 - T_{\text{th}_6}) \cdot \eta_{\text{st}}$$

$$T_{\text{th}_6} = \frac{T_5}{\left(\tau \cdot \tau \right)^{\left| \frac{\gamma_{\text{sc}} - 1}{\gamma_{\text{sc}}} \right|}}$$

$$s_6 = s(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_6; P = P_6)$$

$$P_6 = P_1$$

$$v_6 = v(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_6; P = P_6)$$

$$h_6 = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_6; P = P_6)$$

performances de la TAG

$$W_{\text{cr}} = C_{p_{\text{air}}} \cdot (T_2 - T_1) + C_{p_{\text{air}}} \cdot (T_4 - T_3)$$

$$q_{\text{cc}} = C_{p_{\text{moy}}} \cdot (T_5 - T_4)$$

$$W_{tr} = C_{p_{moy}} \cdot (T_5 - T_6)$$

$$W_{net} = W_{tr} - W_{cr}$$

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{cc}}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

C_{p_{air}} = 1,005 [KJ/Kg k]

η = 0,3001

η_s = 55η_{sT} = 0,89γ_g = 1,29

τ = 6

W_{net} = 261,8 [KJ/Kg]C_{p_{moy}} = 1,13 [KJ/Kg k]η_{cc} = 0,98η_{sc} = 0,89γ_{air} = 1,4Q_{cc} = 872,2W_{cr} = 472,6 [KJ/Kg]W_{tr} = 734,4 [KJ/Kg]

No unit problems were detected. (22 disabled)

Arrays Table: Main

	T ₁ [k]	P ₁ [bar]	Tth ₁ [k]	h ₁ [KJ/Kg]	s ₁ [KJ/Kg k]	v ₁ [m ³]
1	313	1	313	592,8	8,874	168,3
2	548,1	6	522,2	845,7	8,874	39,29
3	313	6	313	592,8	8,36	28,04
4	548,1	12	522,2	845,7	8,36	19,65
5	1320	12	1320	1749	9,295	38,11
6	670,1	1	589,8	982	9,391	270,8