



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :

Chergui Rabie

Messaoudi Aymen

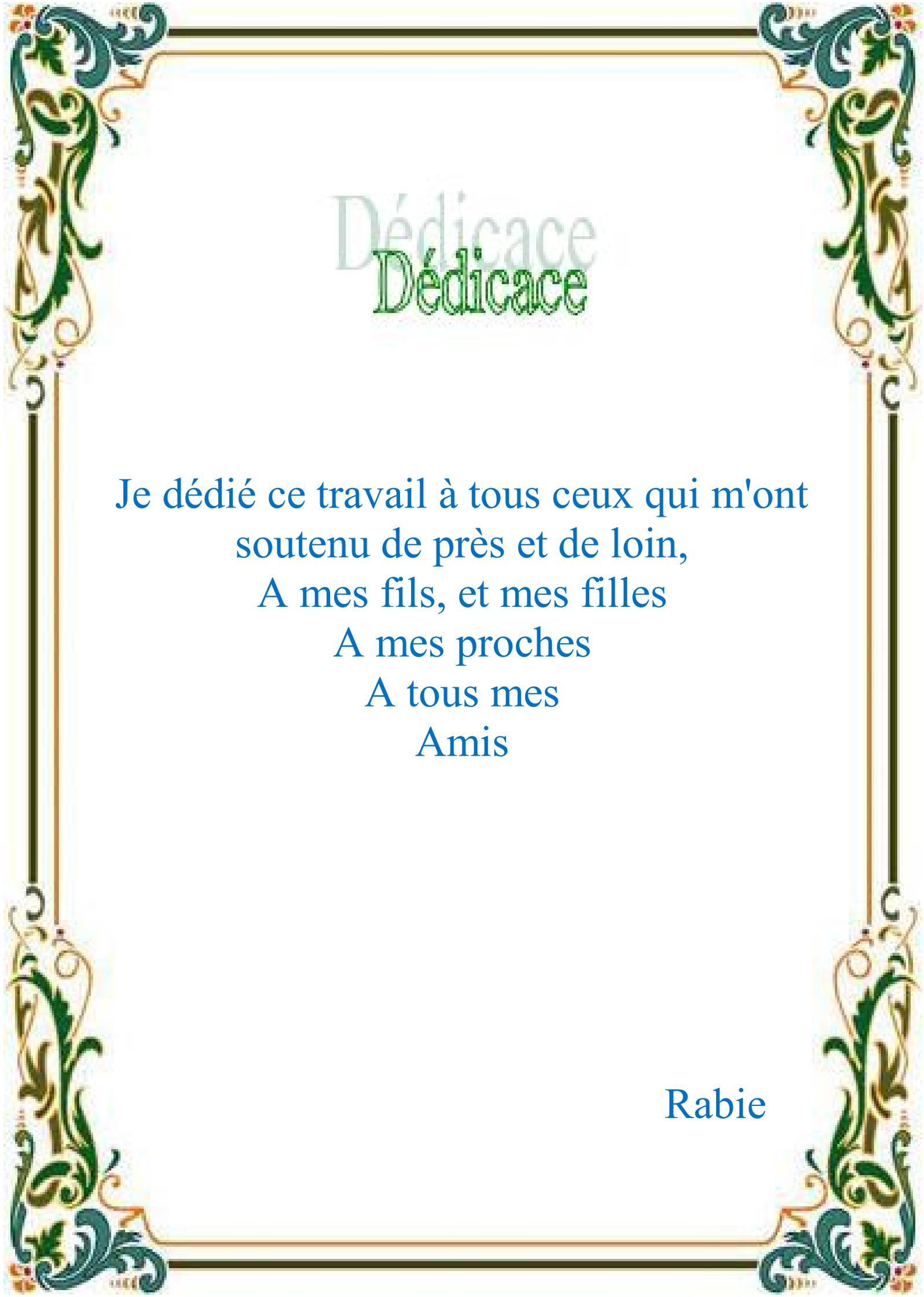
Le : lundi 27 juin 2022

Amélioration de l'efficacité d'une turbine à gaz type SGT5:4000F par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion

Jury :

Mr.	N. Moummi	Pr	Université de Biskra	Président
Mr.	N. Chouchane	MCA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr.	A. Aliouali	MCA	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2021 - 2022



Dédicace
Dédicace

Je dédié ce travail à tous ceux qui m'ont
soutenu de près et de loin,
A mes fils, et mes filles
A mes proches
A tous mes
Amis

Rabie

Dédicace Dédicace

Ce modeste travail est dédié :

**Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père et ma mère
qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la
réussite; qui m'ont tout donnés, leurs amours, leurs
sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des
bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et
de veiller pour mon bien.**

A més frères : Raid et Yahia et Karim

A ma sœur :Amani

A tous les enseignants de Génie mécanique

**A tous mes amis A toutes la promo de Génie mécanique
Option énergétique de l'année d'étude 2021-2022 A tous
ceux qui sèment le bonheur dans mon chemin.**

Aymen

Remerciements

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour nous avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le grand merci à notre encadreur Dr. Chouchane. Nacer, pour nous confier ce thème de recherche, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Nous tenons également à remercier les membres du jury Pr. Moummi Nouredine et Dr. Aliouali Abdelwahed Pour l'honneur.

Qu'ils nous ont accordé d'accepter de jugement sur notre travail.

Nous tenons également à remercier tous les enseignants du Département de génie mécanique, qui ont contribué à notre formation.

Sommaire

Dédicace	I
Remerciements	III
Sommaire	IV
Liste des figures	VIII
Liste des tableaux	XI
Nomenclature	IV
Résumé	XIV
Introduction générale	1
Chapitre I : Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz	
I.1. Introduction	3
I.2. Le développement des turbines à gaz	3
I.3. Les avantages et les inconvénients de la turbine à gaz	4
I.3.1. Les avantage	4
I.3.2. Les inconvénients	4
I.4. Les Méthodes d'amélioration des turbines à gaz	4
I.4.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur	5
I.4.2. Réchauffage inter-turbines de détente	5
I.4.3. Régénération (cycle de récupération)	6
I.4.4. Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine	8
I.4.4.1. cycle avec injection d'eau à l'amont du compresseur	9
I.4.4.2. Cycles avec injection d'eau dans le compresseur	10
I.4.4.3. Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur	11
I.4.4.4. Cycles avec injection de vapeur à l'amont, dans et à l'aval de la chambre de combustion	11
I.4.5. Système de refroidissement d'air d'admission	12
I.4.5.1. Refroidissement par absorption	12
I.4.5.2. Système de refroidissement à brouillard haute pression	13
I.4.5.3. Refroidissement par réfrigération mécanique	14
a). Refroidissement par réfrigération mécanique direct	15

b). Système de réfrigération mécanique indirect	17
I.4.5.4. Système de réfrigération mécanique avec stockage	18
a). Stockage de la glace	18
b). Stockage de l'eau froide	19
I.4.5.5. Refroidissement évaporatif	20
a). Refroidissement évaporatif direct	21
b). Refroidissement évaporatif indirect	21
I.4.6. Système d'injection d'air	23
I.5. Conclusion	25
Chapitre II : Etude thermodynamique de la TAG avec l'injection de la vapeur	
II.1. Introduction	26
II.2. Thermodynamique d'un cycle simple	26
II.2.1. Etude de cycle de Brayton	26
II.2.1.1. Etude de cycle idéal de la turbine à gaz	26
II.2.1.2. Etude de cycle réel de turbine à gaz	27
II.3. Etude énergétique de cycle de Brayton	27
II.3.1. Etude de la compression	28
II.3.2. Etude de la combustion	28
II.3.3. Etude de la détente	28
II.3.4. Bilan de cycle	29
II.4. Thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur (cycle STIG)	30
II.4.1. Cycle proposé	30
II.4.1.1. Présentation de l'installation avec injection de vapeur	30
II.4.1.2. Modèle de la TAG avec injection de vapeur	31
II.4.2. Analyse de la compression	32
II.4.3. Analyse de la combustion	32
II.4.4. Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG	33
a. l'enthalpie	33
b. le travail de détente de la turbine	33
c. la Puissance de la turbine	33
d. rendement thermique	33

II.5. Calcul de la turbine à gaz	34
II.5.1.calcul sans injection de vapeur d'eau	35
II.5.2.calcul avec injection de vapeur d'eau	38
II.6. Organigramme de calcul	45
II.7. Conclusion	46
Chapitre III : Description de problème et simulation numérique	
III.1. Introduction	47
III.2. Simulation numérique sous ANSYS Fluent	47
III.2.1. Méthode des volumes finis dans fluent	47
III.2.2. ANSYS Inc	47
III.2.3. Aspects techniques	48
III.2.4. Description et modélisation du problème	49
III.2.5. La CFD	51
III.2.6. La géométrie	51
III.2.7. Le maillage	52
III.2.8. Mise en données	54
III.2.8.1. Equation gouvernantes	54
III.2.8.2. Le modèle de turbulence	54
III.2.9. Résolution numérique	56
III.2.9.1. ANSYS Fluent	56
III.2.9.2. Lancement de calcul	59
Chapitre IV : Résultats et discussion	
IV.1. Introduction	60
IV.2. Discussion et interprétation des résultats	60
1er cas : $\dot{m}_v = 0$ kg/s	60
IV.2.1. Champs de Température	60
IV.2.2. Champ de vitesse	61
IV.2.3. Analyse Les espèces chimiques	62
IV.2.3.1. Fraction massique de méthane	63
IV.2.3.2. Fraction massique d'Oxygène O ₂	63
IV.2.3.3. Fraction massique dioxyde de carbone de CO ₂	64
IV.2.3.4. Fraction massique de H ₂ O	65
IV.2.3.5. Fraction massique Azote N ₂	66

2eme cas: $\dot{m} v = 6 \text{ kg/s}$	67
IV.2.4. Champs de Température	67
IV.2.5. Champ de vitesse	68
IV.2.6. Analysé Les espèces chimiques	69
IV.2.6.1. Fraction massique de méthane	69
IV.2.6.2. Fraction massique d'Oxygène O ₂	70
IV.2.6.3. Fraction massique dioxyde de carbone de CO ₂	71
IV.2.6.4. Fraction massique de H ₂ O	72
IV.2.6.5. Fraction massique Azote N ₂	73
IV.2.7. Variation de la température en fonction de la position	74
IV.2.8. Variation de la vitesse en fonction de la position	75
IV.3. Conclusion	76
Conclusion générale	77
Bibliographies	78

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

I.1. a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur	5
I.1. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur	5
I.2 .a)- Installation avec réchauffage de la turbine	6
I.2 .b)- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine	6
I.3. a)- Installation avec la régénération	7
I.3. b)- Cycle de Brayton avec la régénération	7
I.4 : Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple...	8
I.5 : suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation	10
I.6 : Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur	11
I.7 : Turbine à gaz avec injection vapeur d'eau dans la chambre de combustion	12
I.8 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H ₂ O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air	13
I.9 : Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression	14
I.10. a)- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants	15
I.10. b)- le cycle thermodynamique	15
I.11 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct	16
I.12 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect ...	17
I.13: Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace	19
I.14 : Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide	19
I.15 : Disposition schématique de refroidissement évaporatif	20
I.16 : Amélioration de cycle simple par injection d'air	23
I.17 : Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante	24

Chapitre II : Etude thermodynamique de la TAG avec l'injection de la vapeur

II.1 : Cycle thermodynamique de turbine à gaz	26
II.2 : Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression	27
II.3 : Cycle de brayton d'une turbine à gaz	28
II.4 : Cycle d'une turbine à gaz injecté par la vapeur	30
II.5 : Volume de contrôle de la chambre de combustion	33
II.6 : Rapport de débit fuel en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée	39
II.7 : Le travail de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur	41
II.8 : Le travail utile de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée ...	41
II.9 : Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée	43
II.10 : Variation de la puissance utile de turbine en fonction de débit de vapeur injectée ...	43
II.11: Evolution du rendement en fonction de la puissance produite	44

Chapitre III : Description de problème et simulation numérique

III.1 : Point nodal dans fluent	47
III.2 : Logo de la société ANSYS	47
III.3 : Les quatre (04) domaines d'utilisation	48
III.4 : Espace de travail Workbench	48
III.5: Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique	50
III.6: Les différentes étapes d'une simulation	51
III.7: géométrie de problème	51
III.8: Maillage de la géométrie	53
III.9: Définition des différents paramètres d'écoulement (entré, sorte ...etc.)	53
III.10: Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent	57
III.11: Lancement de calcule sous fluent	59
III.12: solution convergé	59

Chapitre IV : Résultats et discussion

1er cas : $\dot{m}_v = 0$ kg/s

IV.1 : Variation de température tous le long de la CC	60
IV.2 : variation de vitesse en fonction de la position	61
IV.3 : Contours du méthane CH_4 pour écoulement axisymétrique	62
IV.4 : Contours d'oxygène O_2 pour un écoulement axisymétrique	63
IV.5 : Contours dioxyde de carbone CO_2 pour un écoulement axisymétrique	64

IV.6 : Contours d'eau H ₂ O pour un écoulement axisymétrique	65
IV.7 : Contours d'azote N ₂ pour un écoulement axisymétrique	66
2eme cas: $\dot{m}_v = 6 \text{ kg/s}$	
IV.8 : variation de la température en fonction de la position	67
IV.9 : variation de la vitesse en fonction de la position	68
IV.10 : Contours du méthane CH ₄ pour écoulement axisymétrique	69
IV.11 : Contours d'oxygène O ₂ pour un écoulement axisymétrique	70
IV.12 : Contours dioxyde de carbone CO ₂ pour un écoulement axisymétrique	71
IV.13 : Contours d'eau H ₂ O pour un écoulement axisymétrique	72
IV.14 : Contours d'azote N ₂ pour un écoulement axisymétrique	73
IV.15 : Variation de la température en fonction de la position	74
IV.16 : Variation de la vitesse en fonction de la position	75

Liste des tableaux

Chapitre II : Etude thermodynamique de la TAG avec l'injection de la vapeur

II.1. Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.	39
II. 2. Le travail de la turbine en fonction rapport de débit de vapeur injectée	40
II. 3. Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée	42
II. 4. Rendement de la turbine en fonction puissance utile	44

Chapitre III : Description de problème et simulation numérique

III. 1: dimensionnement de la géométrie	52
III. 2: Statistique de maillage	54
III. 3 : Coefficients du modèle K- ϵ standard	55
III. 4 : donnés de simulation (conditions aux limites)	57

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
C_p	Capacité thermique massique isobare	J /Kg. K
h	Enthalpie massique	J/Kg. K
\dot{m}	Débit massique	Kg /s
p	Pression	bar
P	Puissance	W
P_{CI}	Pouvoir calorifique du gaz nature	J/ Kg
Q	Quantité de chaleur	J/Kg
r_{air}	Constant de l'air	J /Kg. K
r_{gb}	Constant de gaz brûlés	J /Kg. K
T	Température	C°
W	Travail	J/Kg

Symboles grecs

η_{th}	Rendement thermique de la TAG	%
τ	Taux de compression	-
γ	Coefficient poly tropique	%
η	Rendement isentropique	%
ϕ	Humidité relative	%
ω	Humidité absolue	-

Les indices

a	L'air
CR	Compresseur
TU	Turbine
CC	Chambre de combustion
GN	Gaz nature
Ut	Utile
Inj	Injection
Echap	Echappement

v	Vapeur
f	Fuel

Unité

Atm	Atmosphère
K	Kelvin
°C	Celsius
s	Second

Abréviation

TAG	Turbine à gaz
G	Générateur
AC	Compresseur de l'air
C-C	Chambre de combustion
BP	Basse pression
HP	Haut pression

Substances chimiques

CH_4	Méthane
C_2H_6	Ethane
CO	Oxyde carbone
CO_2	Dioxyde de carbone
H, H_2	Hydrogène
O_2	Oxygène
H_2O	Eau
N, N_2	Azote
	Nitrogène
	Propane
	n-Hexane
	n-Pentane
	i-Pentane
	n-Butane
He	Hélium
NO_x	Oxydes d'azote

Résumé :

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, telles que les centrales nucléaires de puissance et les centrales de production de l'électricité. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. L'objectif principal de ce travail, fait une amélioration d'efficacité de la turbine, par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, Les résultats montrent que l'injection de vapeur d'eau influe positivement sur le rendement et la puissance.

Mots clés : Turbine à gaz, simulations, rendement.

Abstract:

In these last years, the industrial gas turbines play a big role in the systems of production of power, such as the nuclear thermal power stations of power and the power stations of production of electricity. Although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of variation in the temperature of the ambient air, which changes considerably between the day and the night, the summer and the winter, makes that the thermal efficiency of exploitation of these machines is affected. The main objective of this work is to improve the efficiency of the turbine by injecting steam upstream of the combustion chamber, the results show that the injection of water vapor positively influences the yield and the power.

Keywords: gas turbine, simulations, rendement.

ملخص :

في السنوات الأخيرة، لعبت توربينات الغاز الصناعي دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية ومحطات توليد الطاقة. على الرغم من العديد من مزايا هذه المعدات، إلا أن حساسيتها العالية تتأثر بتغير درجة حرارة الهواء المحيط، والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل، الصيف والشتاء، تجعل تشغيل المردود الحراري لهذه الآلات يتأثر. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو تحسين مردود التوربين عن طريق حقن البخار في مدخل غرفة الاحتراق، وأظهرت النتائج أن حقن بخار الماء يؤثر بشكل إيجابي على الاستطاعة و المردود.

الكلمات الرئيسية: توربين الغاز، محاكاة، مردودية.

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'économie algérienne dépend principalement de l'énergie (gaz et pétrole), pour produire de l'électricité et pour injecter des matières dans les domaines du raffinage, de la liquéfaction et du transport, et utilise des machines appelées turbines. La plus importante de ces turbines à gaz, car leur utilisation entraîne des émissions de gaz de combustion à des températures très élevées proches de 500 degrés Celsius. [1]

Les turbines à gaz sont des machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique ont connu ces dernières années un développement important dans de nombreuses application industrielles. Elles sont destinées soit pour la propulsion des avions soit pour l'entraînement des compresseurs (dans l'industrie pétrochimique), des pompes (dans l'installation de pompage) et d'alternateurs pour la production d'électricité. Leur importance est justifiée par la puissance élevée qu'elles peuvent développer. [2]

Différentes méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air de combustion, injection d'air avant la chambre de combustion) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. L'avantage de toutes ces méthodes est d'augmenter la puissance spécifique comparée à un cycle sec de turbine à gaz. L'addition de l'eau ou de la vapeur d'eau dans le cycle de turbine à gaz aide également à la diminution des émissions à l'échappement. [3]

L'objectif principal de notre travail consiste en l'amélioration des efficacités des turbines à gaz SGT5-4000F utilisées dans des conditions climatiques rudes du sud Algérien, tels que la variation de la température ambiante et l'humidité par des quantités appropriées de vapeur d'eau à injecter à l'amont de la chambre de combustion, et simulation numérique par logiciel FLUENT, afin de connaître quelque phénomène de combustion (température, fraction chimique).

Ce travail est divisé en quatre chapitres :

- Le développement et les méthodes d'amélioration des turbines à gaz sont présentés dans le chapitre premier.
- Le deuxième chapitre est dédié à l'étude thermodynamique de la turbine à gaz (TAG) avec l'injection de la vapeur.
- Le troisième chapitre est description de problème et simulation numérique par code de calcul ANSYS FLUENT de la chambre de combustion.
- Le quatrième chapitre est consacré à la présentation des différents résultats et leurs commentaires (discussion).

CHAPITRE I

Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz

I.1.Introduction :

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont un rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un Hydrocarbure (fuel, gaz...). [4]

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des TAG.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les étapes de développement de la turbine à gaz, ses avantages et inconvénients, ainsi que les méthodes d'amélioration de performance de la turbine à gaz.

I.2.Le développement des turbines à gaz :

Au cours des années 1940 et 1950, le rendement des turbines à gaz était inférieur à 20%. Le rendement isentropique des compresseurs et des turbines était faible, et les matériaux utilisés dans les turbines ne pouvaient tolérer des températures élevées. Le développement technologique des turbines à gaz s'est donc concentré dans les trois secteurs décrits ci –après.

➤ L'accroissement de la température des gaz à l'entrée de la turbine :

En 1940, la température des gaz à la l'entrée de la turbine était limitée à environ 540°C. Aujourd'hui, grâce au développement de nouveaux matériaux (le revêtement céramique) et de techniques innovatrices de refroidissement des aubages, cette température est passée à environ 1425°C.

➤ L'accroissement du rendement isentropique des composants :

Le rendement des premières turbines était compromis à cause des irréversibilités au sein du compresseur et de turbine. Aujourd'hui, on atténue de plus en plus ces pertes en recourant à des outils de conception et de simulations aérodynamiques sophistiquées.

➤ **La modification du cycle de base :**

Le rendement du cycle de base peut être considérablement accru si on récupère une partie de la chaleur des gaz expulsés de la turbine (la régénération) et si on comprime l'air par étage avec refroidissement entre les étages. Ces techniques font incidemment l'objet de la discussion dans les prochaines sections. [4]

I.3. Les avantages et les inconvénients de la turbine à gaz :

I.3.1. Les avantages :

- La puissance massique et la puissance volumique très élevées du fait du fonctionnement continu.
- La pollution limitée en hydrocarbures et en NOx à cause de l'excès d'air et de la température limitée.
- L'aptitude à la récupération de chaleur pour la cogénération.
- La longévité en marche stationnaire. [5]

I.3.2. Les inconvénients :

- Le taux de compression (et donc le rendement) limité par le nombre d'étages de compression nécessaires.
- La baisse importante du rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal.
- La température de combustion (et donc le rendement) limité par la résistance mécanique de la turbine. [5]

I.4. Les Méthodes d'amélioration des turbines à gaz :

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [6].

I.4.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur :

La compression avec refroidissement intermédiaire, (figure I.1.a) est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) (figure I.1.b) et le rendement du cycle augmente [6].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

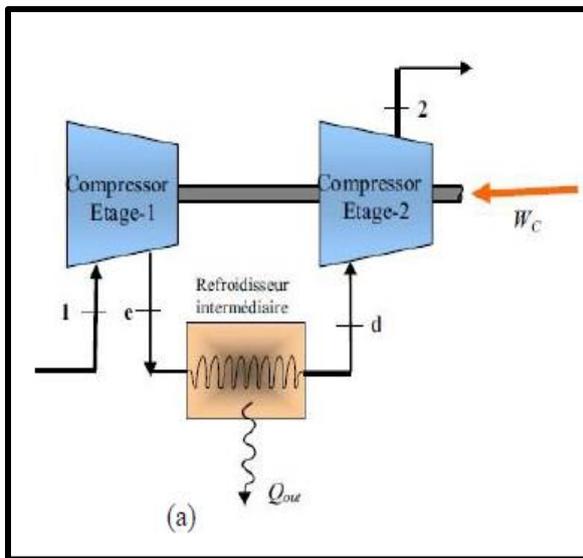


Figure I.1 : a - Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. [6]

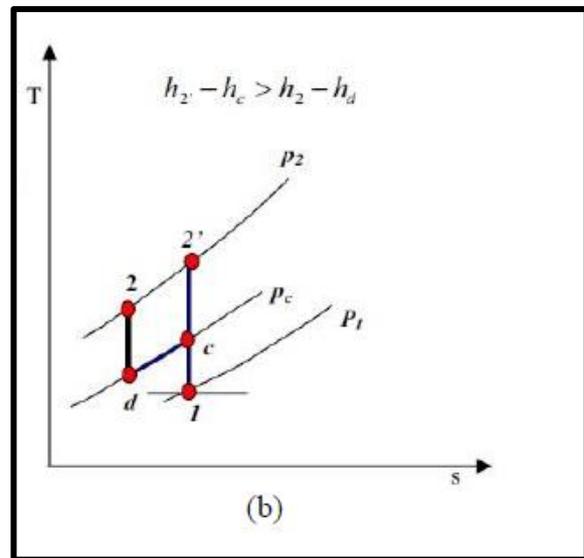


Figure I.1 : b - Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. [6]

I.4.2. Réchauffage inter-turbines de détente :

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme indique le circuit du fluide moteur de (la figure I.2) Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HP), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire [6].

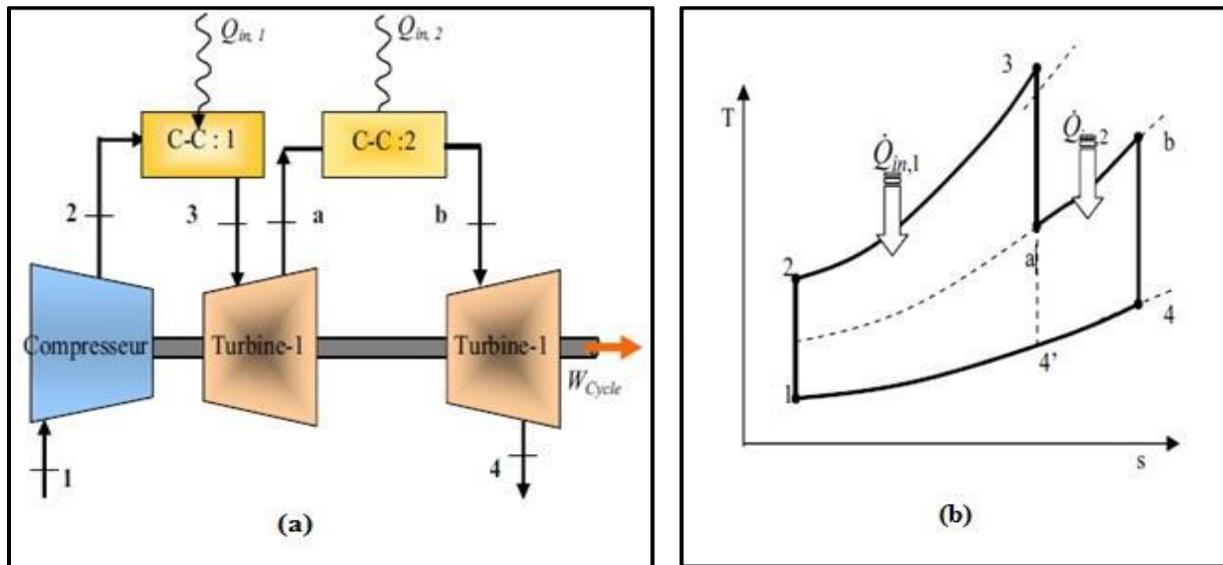


Figure I.2 : a- Installation avec réchauffage de la turbine. [6]

Figure I.2 : b- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine. [6]

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparé à un cycle simple. En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffage obtenue si les taux de compression pour les turbines à haute et à basse pression sont supposés égaux. Ils ont prouvé que, les taux de compression égaux mènent à un travail net spécifique maximum, dans cette condition le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute pression augmente le rendement mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie. Le travail de la turbine peut être augmenté en employant le réchauffage. Le rendement d'un cycle de réchauffage n'est pas nécessairement plus haut quand la chaleur additionnelle est ajoutée entre les états a et b (figure I.2).

I.4.3. Régénération (cycle de récupération) :

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, T_4 est souvent plus haute que T_2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure I.3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [6].

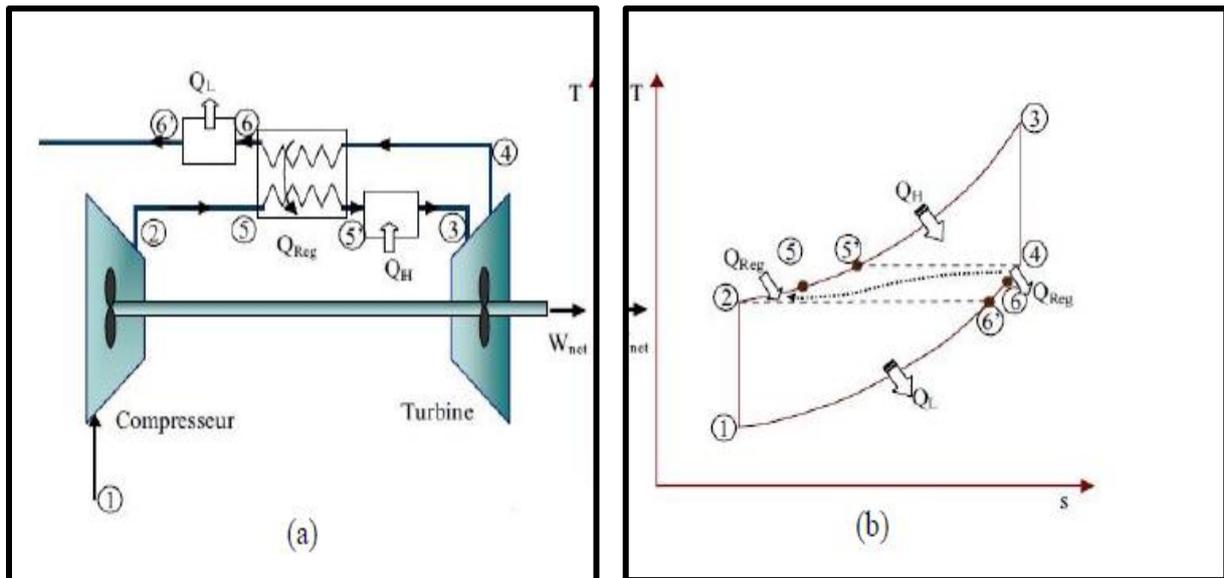


Figure I.3 : a- Installation avec la régénération. [6]

Figure I.3 : b- Cycle de Brayton avec la régénération. [6]

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présentée dans la chambre de combustion. Pour un Régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 sera égal à T_6 . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [7] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

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

I.4.4. Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine :

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de la vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et de la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxydes d'azote) dans le processus de combustion. Les points d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle d'une turbine à gaz sont à l'amont du compresseur, à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et présentés sur la (figure I.4).

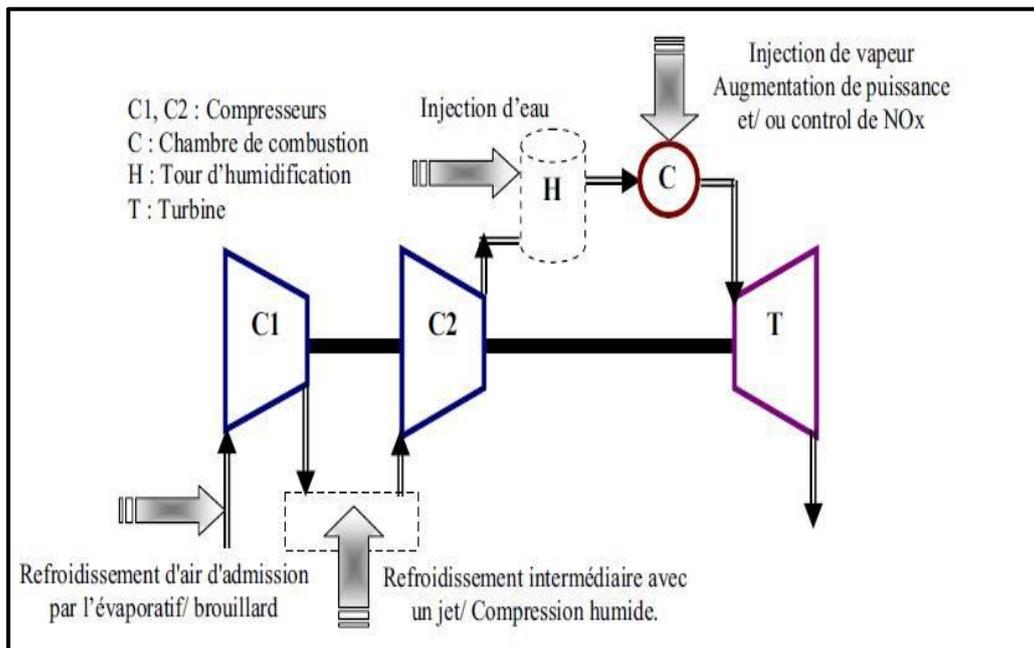


Figure I.4: Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple.
[8]

Parmi les méthodes de l'injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine à gaz l'injection de vapeur dans la chambre de combustion la plus utilisée, La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Génération) représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et toutes les deux se détendent à l'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur, la puissance net produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée qui est presque double de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute.

Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz. En année 2004, Wang et al [8] étudie un cycle simple de Frame 7B GENSET de Tai power (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion(STIG).

Dans cette étude, un code de calcul été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24 %. La puissance maximum qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux dispositifs de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de vapeur est de 88.2 MW.

I.4.4.1.cycle avec injection d'eau à l'amont du compresseur :

L'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur est une méthode établie pour l'augmentation de puissance lors des journées chaudes. Quand la température ambiante est haute, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fourni par le compresseur. [6]

Avec la suralimentation, la pression d'admission dans le système peut être augmentée et cela a comme conséquence une puissance additionnelle développée dans la turbine à gaz. L'utilisation d'un séparateur de particules tournant peut donner deux objectifs ; comme filtre à air d'admission, et comme suralimentation (figure I.5). le séparateur tournant permet une séparation efficace des particules solides et liquides du diamètre 0.1 millimètre et celles les plus grandes des molécules du gaz. Pour une production importante de puissance, il est préférable d'ajouter un refroidisseur évaporatif à l'amont du filtre. Les avantages du refroidissement d'air pour l'augmentation de puissance sont décrits par plusieurs auteurs. [9]

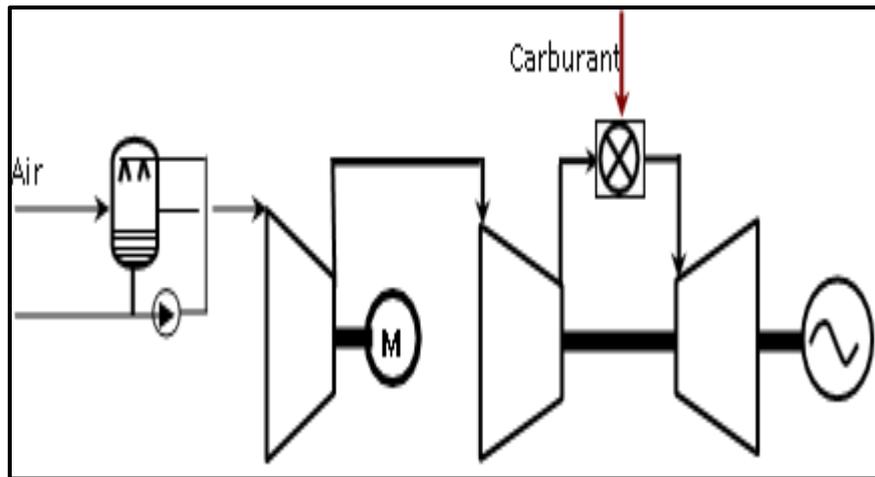


Figure I.5 : suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidisseur d'évaporation. [9]

I.4.4.2. Cycles avec injection d'eau dans le compresseur :

Dans les systèmes de sur vaporisation, plus d'eau que celle qui est nécessaire pour la saturation est injectée et les gouttelettes de l'eau entrent dans le compresseur où elles s'évaporent pour donner un effet d'un refroidissement intermédiaire figure (I-6). L'eau injectée peut être froide ou chaude. L'eau peut également être ajoutée sans interruption à l'intérieur du compresseur pour refroidir l'air. Pour les turbines à gaz multi-arbres, il est possible d'injecter de l'eau entre les compresseurs pour réaliser un refroidissement intermédiaire [6].

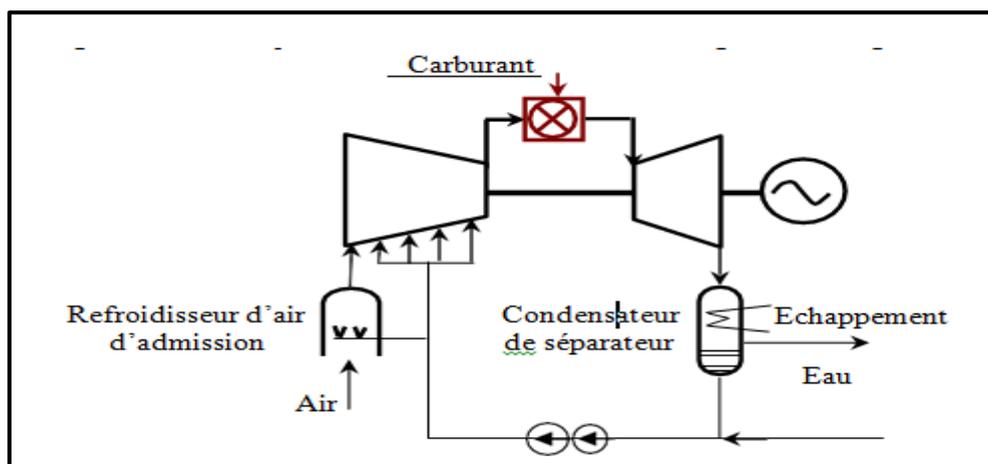


Figure I.6 : Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur. [3]

I.4.4.3. Cycles avec injection d'eau à l'aval du compresseur :

L'eau peut être injectée après le compresseur dans un évaporateur entraîné par l'énergie des gaz d'échappement pour améliorer le rendement du cycle. Cette augmentation de puissance par un débit massique supplémentaire est le principe de base de tous les cycles avec l'injection d'eau ou de vapeur. Différentes configurations de cycle avec injection d'eau à plusieurs endroits et modes de récupération de l'énergie des gaz chauds ont été suggérées par [10].

I.4.4.4. Cycles avec injection de vapeur à l'amont, dans et à l'aval de la chambre de combustion :

La vapeur produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement peut être injectée, par exemple avant la chambre de combustion, dans la chambre de combustion, après la chambre de combustion, ou entre les turbines (s'il y a plusieurs détentes). L'augmentation du débit massique du fluide moteur à travers la détente relève le rendement et la puissance utile de la turbine à gaz. Les deux noms commerciaux les plus connus de la turbine à gaz injectée par la vapeur sont le cycle de Cheng et le cycle de STIG [11]. Différentes variations de cycle pour améliorer les performances des TAG ont été proposées [12-13]. Comparé au cycle évaporatif d'une turbine à gaz, le point d'ébullition dans la chaudière du cycle vapeur-injectée est déterminé par la pression totale dans le cycle.

L'injection d'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion est employé initialement pour réduire l'émission de NOx, particulièrement avant l'introduction de brûleurs à bas NOx secs dans le début des années 90 [14]. La formation de NOx est fortement dépendante de la température et l'eau ou la vapeur réduit la température de combustion. Dans les turbines à gaz où le fluide moteur est humidifié, la génération de NOx est réduite dans une certaine mesure.

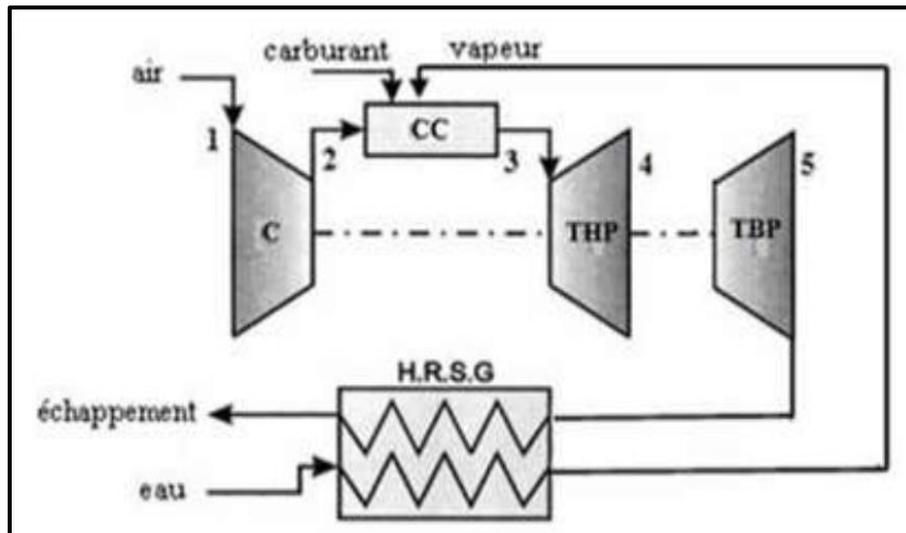


Figure I.7 : Turbine à gaz avec injection vapeur d'eau dans la chambre de combustion. [11]

I.4.5. Système de refroidissement d'air d'admission :

Il existe plusieurs systèmes de refroidissement utilisés dans le monde d'industrie pour améliorer les performances des turbines à gaz.

I.4.5.1. Refroidissement par absorption :

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense. La réfrigération à absorption activée par la chaleur d'échappement des turbines à gaz, (la figure I.8) illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H₂O-LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H₂O) et fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération à absorption nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir. [3].

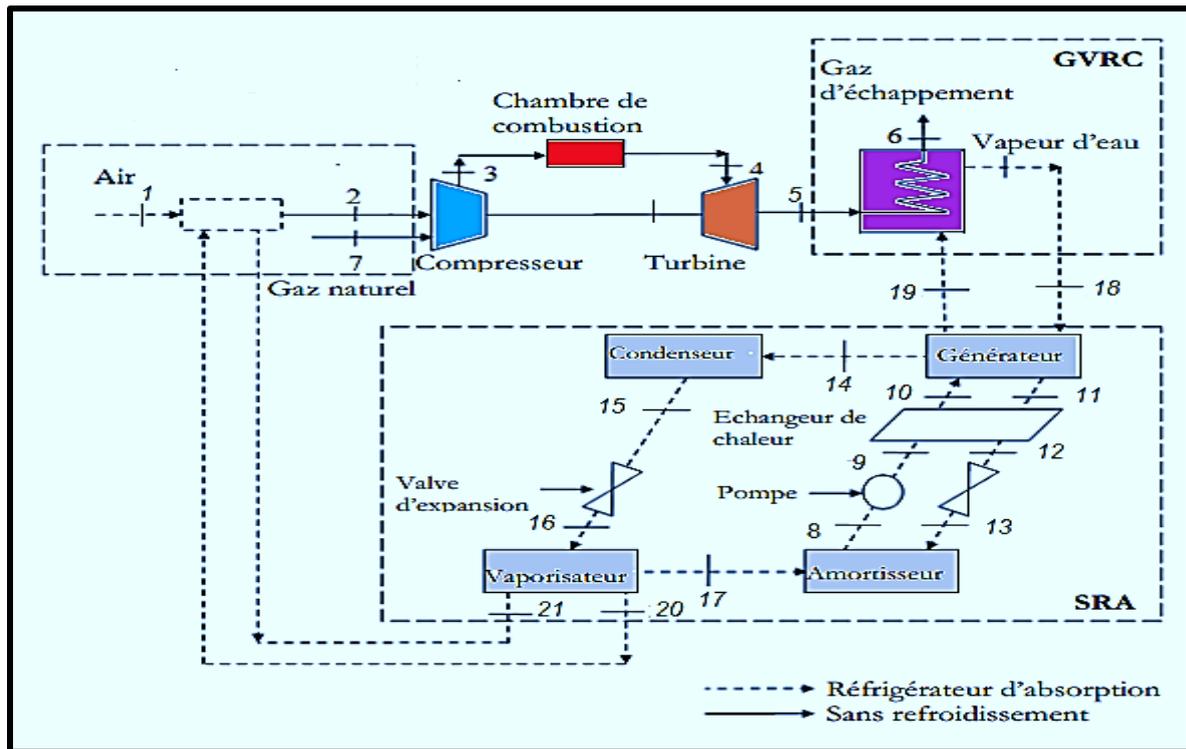


Figure I.8 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air. [3]

Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que :

- ❖ Consommation électrique très faible.
- ❖ Longévité, fiable et silencieuse.
- ❖ Pas sensible à l'humidité présente dans l'air.
- ❖ Augmente la puissance des turbines d'environ 25%.

Et certains inconvénients tels que :

- ❖ Capital d'investissement élevé.
- ❖ Nécessite une maintenance très rigoureuse.
- ❖ Temps d'installation important.

I.4.5.2. Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [15]

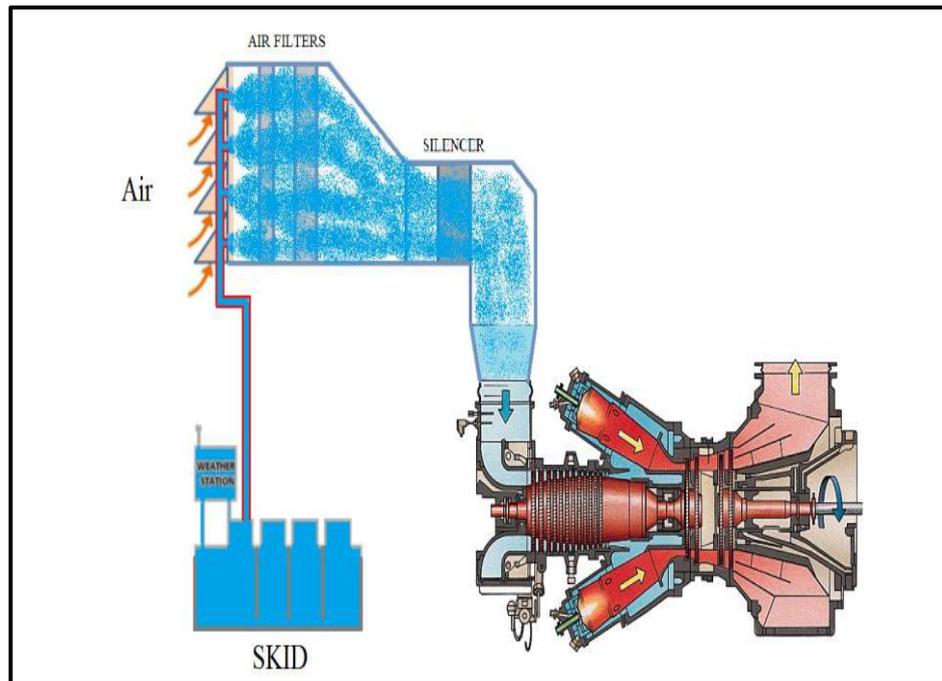


Figure I.9 : Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression. [15]

Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que :

- ❖ Bas coût d'exploitation et de maintenance.
- ❖ Installation facile.
- ❖ Bas coût d'investissement.
- ❖ Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.

Et certains inconvénients :

- ❖ Très influencé par le bulbe humide du site.
- ❖ L'amélioration de capacité est limitée.
- ❖ Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- ❖ Il nécessite une pompe de grande puissance.

I.4.5.3. Refroidissement par réfrigération mécanique :

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la figure (I.10).

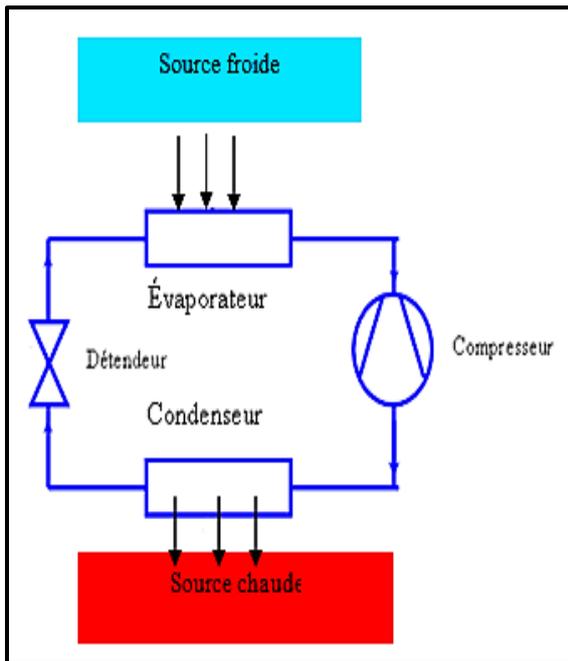


Figure I.10 : a- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants.

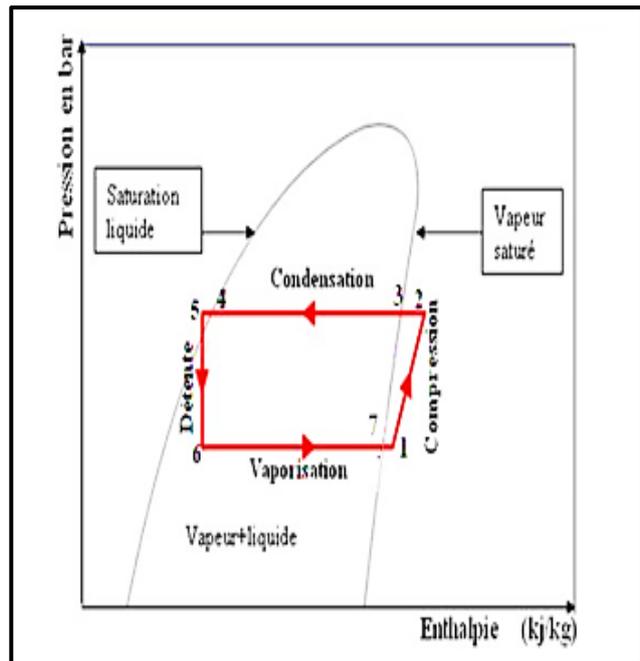


Figure I.10 : b- le cycle thermodynamique [3]

[3]

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissement mécanique est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux façons différentes à sa voir en mode direct ou indirect. [3]

a). Refroidissement par réfrigération mécanique direct :

Lucia et col. [16] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la turbine à gaz d'une centrale avec et sans un système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur (la figureI.11), elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de TAG ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées.

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

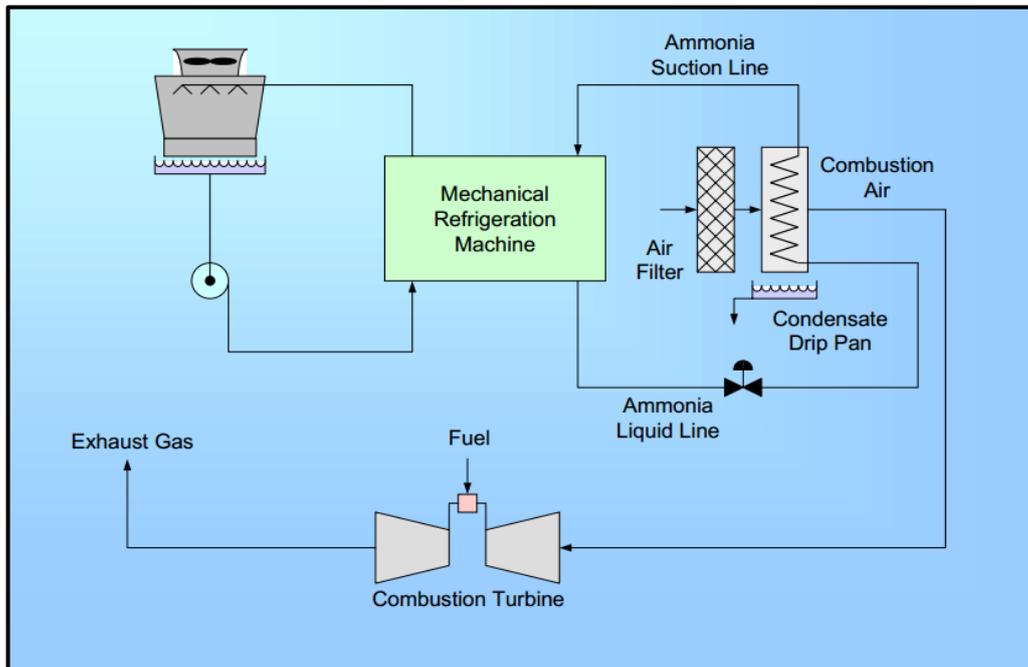


Figure I.11: Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct.
[16]

L'avantage du système est qu'il peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.

Ses inconvénients sont :

- ❖ Coût d'investissement initial élevé.
- ❖ Coût élevé d'exploitation et maintenance.
- ❖ Temps de livraison et d'installation plus longs.
- ❖ L'expertise nécessaire pour exploiter et entretenir l'usine.

b). Système de réfrigération mécanique indirect :

Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur. Ondryas et col [17] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac. (La figure I.12) montre un schéma de la turbine à gaz avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ».

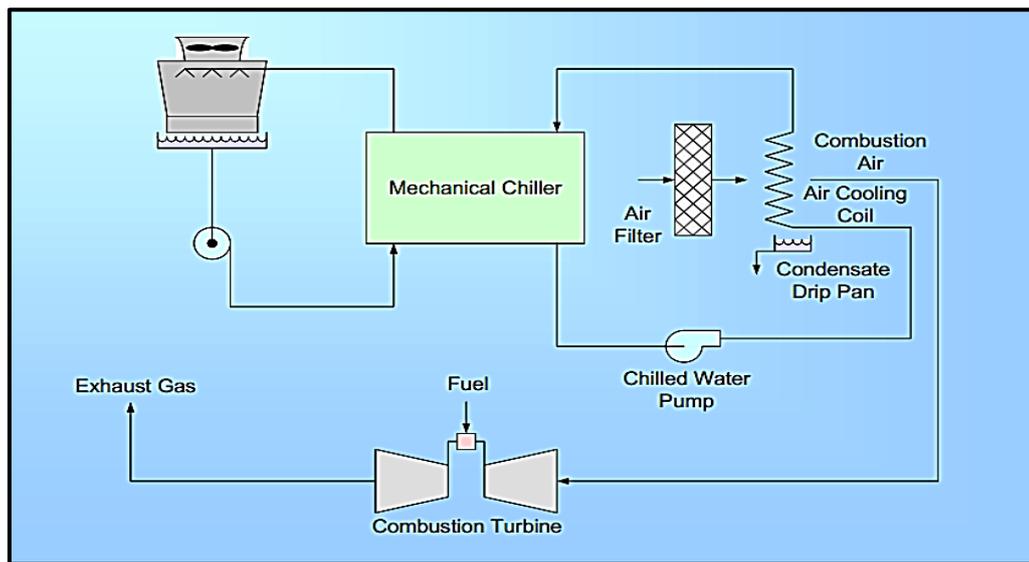


Figure I.12 : Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect. [17]

Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des turbine à gaz, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [18].

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 *kw /MWGT*, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [19].

Les avantages du système de réfrigération mécanique indirect :

- ❖ Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par Évaporation et le système de brouillard.

- ❖ N'influence pas par le bulbe humide du site.

Ses inconvénients sont :

- ❖ Coût d'investissement initial élevé.
- ❖ Coût élevé d'exploitation et maintenance.
- ❖ Longue durée de livraison et d'installation.
- ❖ Une expertise est nécessaire pour faire fonctionner et entretenir l'usine.
- ❖ Nécessite un circuit de refroidissement d'eau glacée supplémentaire.
- ❖ Charge parasitaire plus élevée que le type direct.
- ❖ Entrée d'énergie plus élevée par rapport au type direct.

I.4.5.4. Système de réfrigération mécanique avec stockage :

Deux techniques de stockage du froid sont utilisées. Le stockage de glace et le stockage de l'eau froide. [3]

a).Stockage de la glace :

La glace est fabriquée par un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir (figure I.13), ensuite l'eau passe par le réservoir et sera refroidie et transporte ce froid à l'air de combustion par un échangeur de chaleur, La glace fabriquée la nuit où la demande est faible est exploitée le jour lorsque la demande atteint le pic.

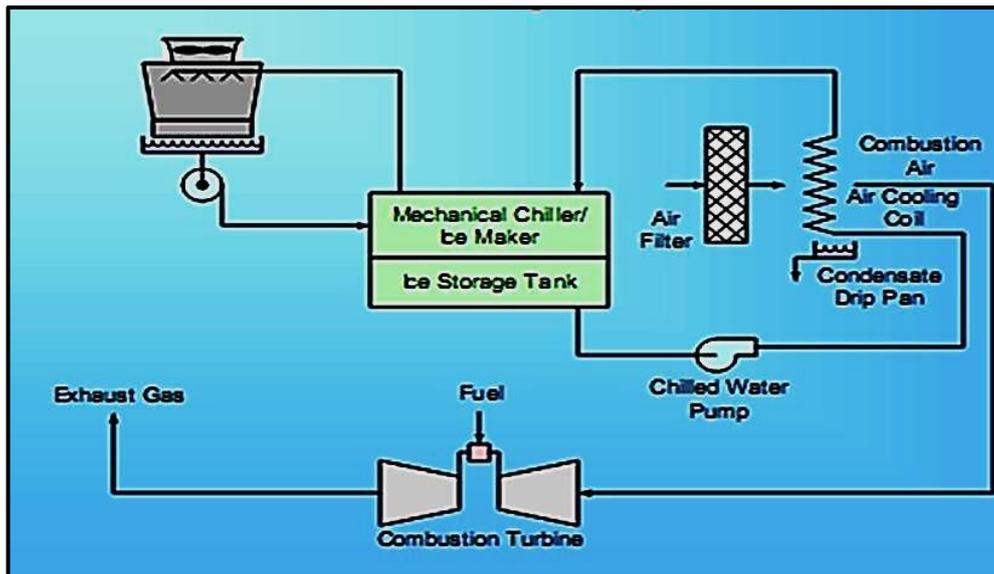


Figure I.13: Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace. [3]

b). Stockage de l'eau froide :

Il porte sur le même principe que le stockage de glace sauf que dans ce système on stocke l'eau froide dans le réservoir.

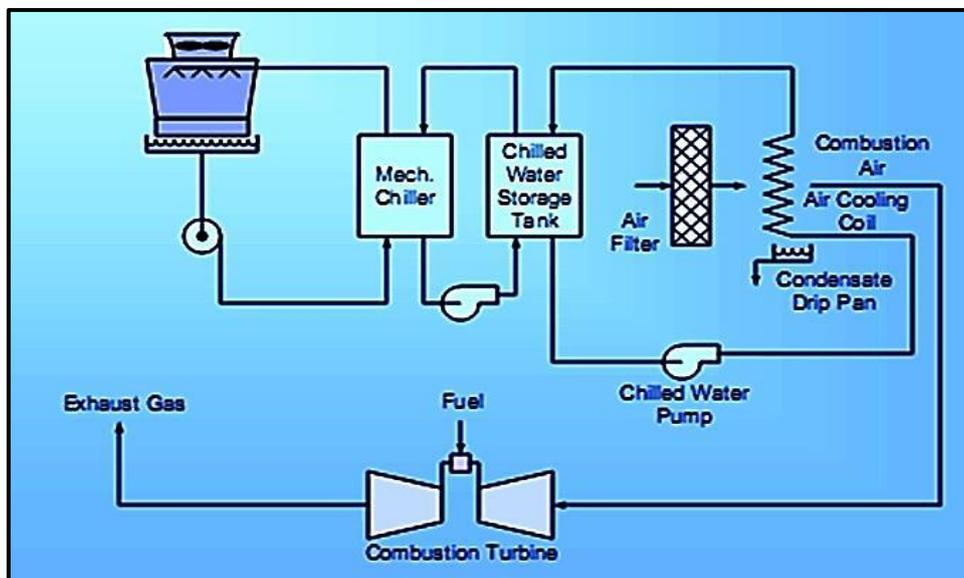


Figure I.14 : Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide. [3]

Les avantages de système de réfrigération mécanique avec stockage (glace ou eau) :

❖ Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par Évaporation et le système de brouillard.

- ❖ Pas très sensible à la température ambiante.
- ❖ Peut utiliser les tarifs de nuit pour produire et stocker des heures de pointe pour les heures de pointe.

Ses inconvénients sont :

- ❖ Coût d'investissement initial élevé
- ❖ Coût élevé d'exploitation et de maintenance.
- ❖ Temps de livraison et d'installation plus longs.
- ❖ Une plus grande expertise est nécessaire pour faire fonctionner et entretenir l'usine.

I.4.5.5. Refroidissement évaporatif :

Le refroidissement par évaporation augmente suffisamment la puissance de la turbine, le principe de ce système est basé sur le fait que l'évaporation d'un liquide absorbe bien plus de chaleur que la quantité requise pour faire augmenter sa température de quelques degrés, Les principaux procédés de refroidissement évaporatif sont le refroidissement évaporatif direct, le refroidissement indirect et la combinaison des deux [20].

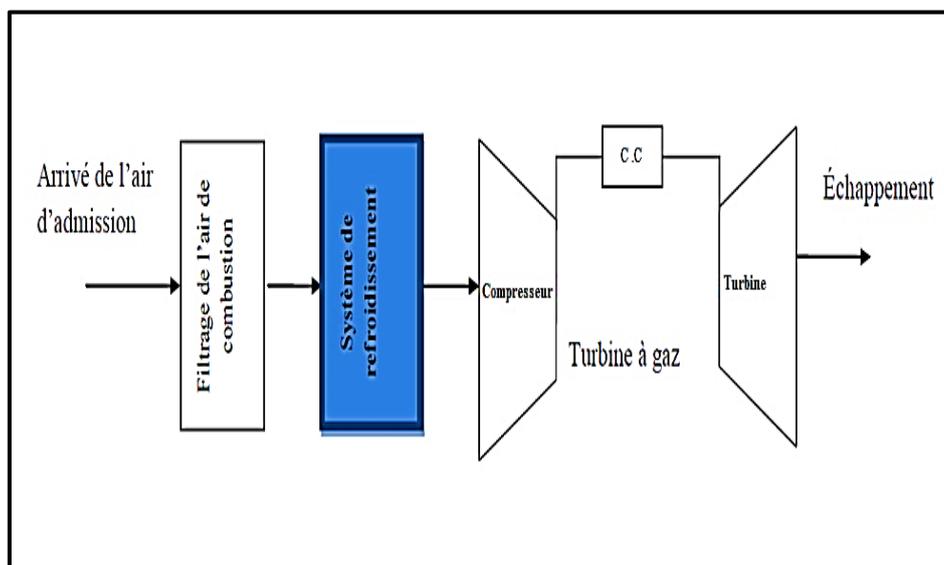


Figure I.15: Disposition schématique de refroidissement évaporatif. [20]

Le refroidissement évaporatif fait appel à deux phénomènes importants. D'une part, à température et pression normales, il faut environ 60 fois plus de chaleur pour évaporer une certaine quantité d'eau que pour élever sa température de 10 °C. D'autre part, l'air non saturé en humidité peut absorber une certaine quantité de vapeur d'eau supplémentaire, la chaleur contenue dans l'air est absorbée par l'évaporation d'eau. Ce changement d'état liquide-vapeur provoque simultanément le refroidissement de l'air et de l'eau encore liquide [20].

a). Refroidissement évaporatif direct :

C'est le procédé le plus simple : l'air extérieur passe dans une enceinte où il entre en contact avec de l'eau. Celle-ci est fournie soit par un asperseur, sous forme de fines gouttelettes, soit par un milieu poreux saturé d'eau. L'eau s'évapore dans l'air, ce qui abaisse sa température et augmente son taux d'humidité. Les limitations pratiques des appareils font que l'on ne sature pas l'air à 100 %, mais à quelques pour cents de moins. Ce procédé est également appelé « refroidissement adiabatique » par les fabricants, car il n'y a pas d'échange de chaleur autre qu'entre l'air et l'eau avec laquelle il est en contact [20].

b). Refroidissement évaporatif indirect :

Dans ce cas, l'air destiné à refroidir la pièce passe par un échangeur de chaleur qui est lui-même placé dans une enceinte refroidie par évaporation. Comme la quantité de vapeur d'eau dans cet air n'est pas augmentée, l'humidité relative augmente moins que lors du refroidissement direct, à abaissement de température égal. Du fait de la présence d'un échangeur dans le dispositif, l'abaissement de la température réalisé grâce à l'échangeur de chaleur est légèrement moindre qu'avec le refroidissement direct. [20]

Les avantages de système de refroidissement évaporatif sont :

- ❖ Les coûts d'investissement et d'exploitation sont faibles.
- ❖ Ce système il est facile a intégré dans l'installation.
- ❖ Le refroidissement évaporatif est basé sur un principe naturel simple.
- ❖ Réduction des émissions de CO2 du système.
- ❖ On peut faire fonctionner le système sans refroidissement, c'est à dire que l'on fait fonctionner l'amenée d'air neuf sans faire tourner le circuit d'eau et en utilisant donc simplement le pouvoir rafraîchissant de l'air extérieur dans la période d'hiver.

Et les inconvénients sont :

- ❖ Ce système nécessite une source d'eau naturelle parce que la consommation d'eau est très importante.
- ❖ Volume du circuit d'eau plus important à traiter.
- ❖ L'efficacité du système est limitée.
- ❖ Difficulté de nettoyage du système.

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

En année 2004, Alhazmy et col [21] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de la turbine à gaz lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur (Figure I.8) Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

En année 2005, Mohsen et col [22] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation de la turbine à gaz et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

En année 2006, Majed et col [23] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la turbine à gaz. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau (le fogging system). Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des turbines à gaz fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide.

Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps. Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la turbine à gaz. Pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de la turbine à gaz ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Djeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation (fogging).

I.4.6. Système d'injection d'air :

L'injection d'air est une solution pour améliorer les performances des turbines à gaz, cette technologie est utilisée pour restaurer la puissance qui est normalement perdue lorsque la température ambiante augmente ou à des altitudes plus élevées. Le système fonctionne en parallèle avec le compresseur de la turbine à gaz. Il injecte l'air pressurisé chaud dans l'enveloppe de combustion de la turbine à gaz où il se mélange au flux de sortie du compresseur avant la combustion [3]. Le système se compose d'un moteur à mouvement alternatif qui entraîne un compresseur inter-refroidi multi-étages. La chaleur d'échappement du moteur est utilisée dans un procédé de récupération pour chauffer l'air du compresseur [3]. (Figure I .16).

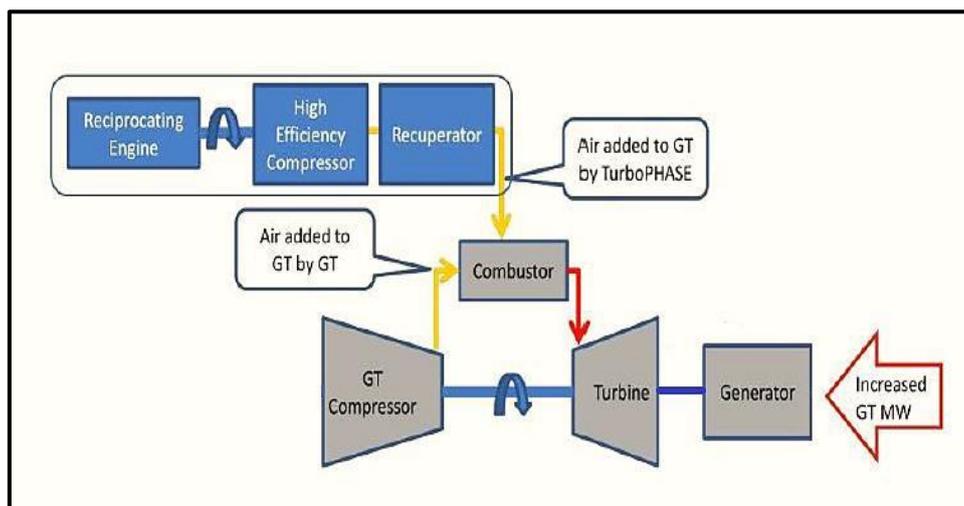


Figure I.16 : Amélioration de cycle simple par injection d'air. [3]

En année 2015, La société américaine Power phase [24] a réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple amélioré par le système d'injection d'air (Turbophase), afin d'obtenir l'air et l'injecter dans le refoulement du compresseur axial (avant la chambre de combustion), en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection d'air en amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec l'injection d'air.

Power phase a réussi à atteindre les objectifs de performance. Aux conditions trouvées de la turbine à gaz modèle GE MS-7001FA. Les calculs de performance montrent que chaque système d'injection (Turbophase) ajoute 4,25 MW c'est-à-dire cette installation de cinq (5) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 22,5MW. À 50 ° C, cela entraîne une augmentation de la production de 19% et une amélioration de la consommation de combustible de 3,5%. Une installation de sept (7) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 31,5MW. À 50 ° C, cela entraîne une augmentation de la production de 26% et une amélioration la consommation de combustible de 5,0%. (Figure I.17).

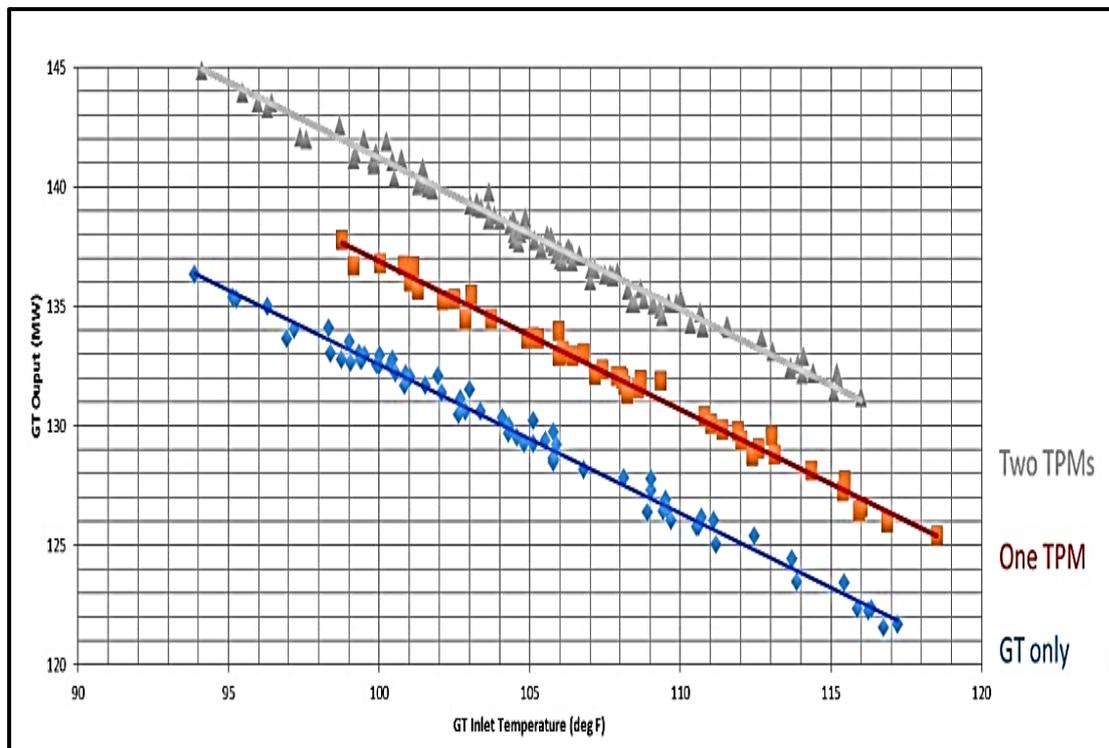


Figure I.17 : Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante. [24]

Le système peut être un système d'injection d'air humide (HAI) ou d'injection d'air sec (DAI). En général, DAI offre une plus grande efficacité du cycle. Le système DAI utilise l'air atmosphérique plus l'humidité qui se condense dans le compresseur intercooler. Le compresseur intercooler améliore considérablement la compression et réduit les exigences de taille du compresseur. L'air sec n'introduit aucune substance chimique supplémentaire, comme l'injection d'eau ou de vapeur, et la vie des composants de la turbine à gaz ne sont donc pas affectés. [3]

Le système DAI peut répondre rapidement aux exigences de puissance, en ligne en moins de quelques minutes. Les systèmes DAI sont externes à un train à turbine à gaz et l'air comprimé est à une seule ligne pour chaque turbine à gaz. Par conséquent, un système DAI pour plusieurs turbines à gaz sur le même site peut être fourni à partir d'un "collecteur" du système DAI. Le collecteur du système DAI peut alors profiter d'économies d'échelle, par exemple en utilisant cinq (5) compresseurs d'air DAI desservant quatre (4) turbines à gaz, avec un compresseur d'air servant de sauvegarder un des quatre autres compresseurs. Étant donné qu'ils sont externes au paquet, le système DAI peut être appliqué à toute turbine à gaz.

I.5. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur quelques méthodologies utilisées dans l'industrie ont été mentionnées dans ce chapitre. Cela a permis de rappeler quelques notions concernant les méthodes de fonctionnement de la turbine à gaz, ainsi que les cycles d'amélioration de leurs performances. Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des turbines à gaz et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser.

Nous avons ciblé l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion car celle-ci apporte une augmentation sensible du rendement et une baisse des NO_x rejetés à l'atmosphère. La généralisation de la méthode à l'ensemble des machines de même type entraînera un gain de puissance et un moyen de lutte contre la pollution par les rejets.

CHAPITRE II

**Etude thermodynamique de la TAG avec
l'injection de la vapeur**

II.1. Introduction :

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, né an moins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz, Le but de ce chapitre est d'étude énergétiques des TAG fonctionnent avec l'injection de la vapeur [25].

II.2. Thermodynamique d'un cycle simple :

II.2.1. Etude de cycle de Brayton :

II.2.1.1. Etude de cycle idéal de la turbine à gaz :

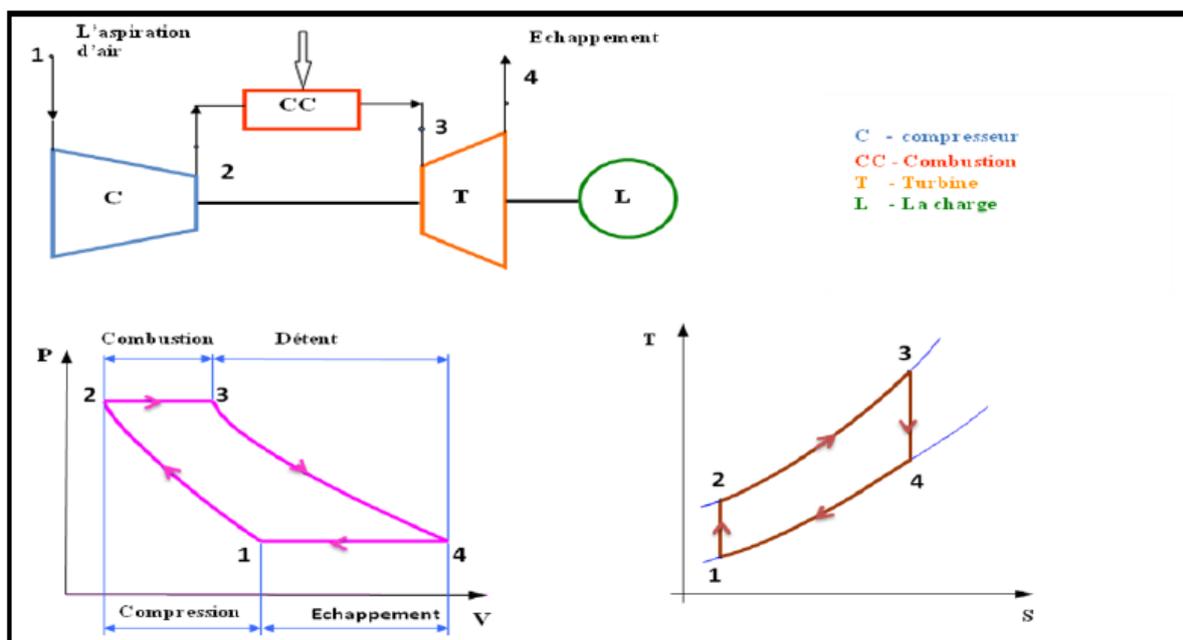


Figure II.1. Cycle thermodynamique de turbine à gaz [26].

- 1 à 2: compression isentropique, (Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare, (Chambre de combustion).
- 3 à 4 : détente isentropique, (Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique, (Echappement). En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement poly tropique est égal à l'unité [26].

II.2.1.2. Etude de cycle réel de turbine à gaz :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (h,s) de la figure (II-2) [26].

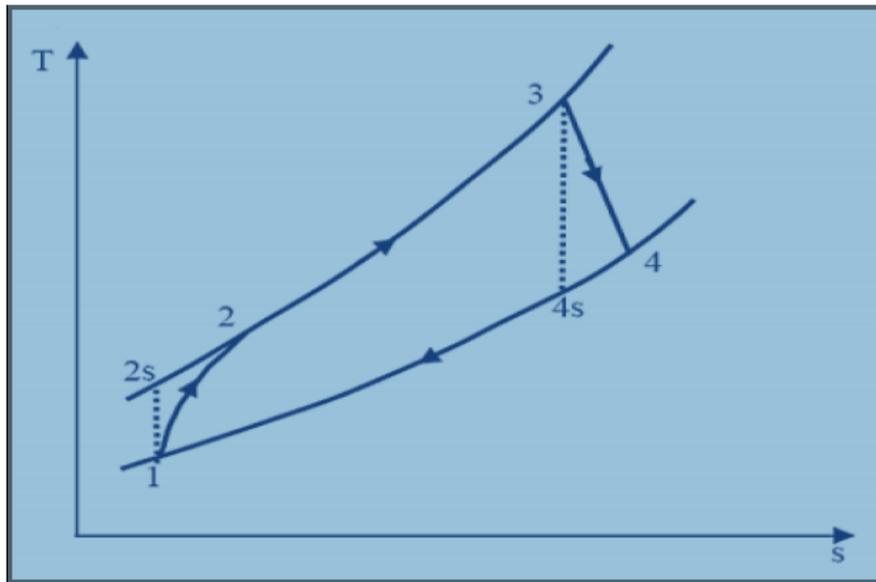


Figure II-2. Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression [26].

II.3. Etude énergétique de cycle de Brayton :

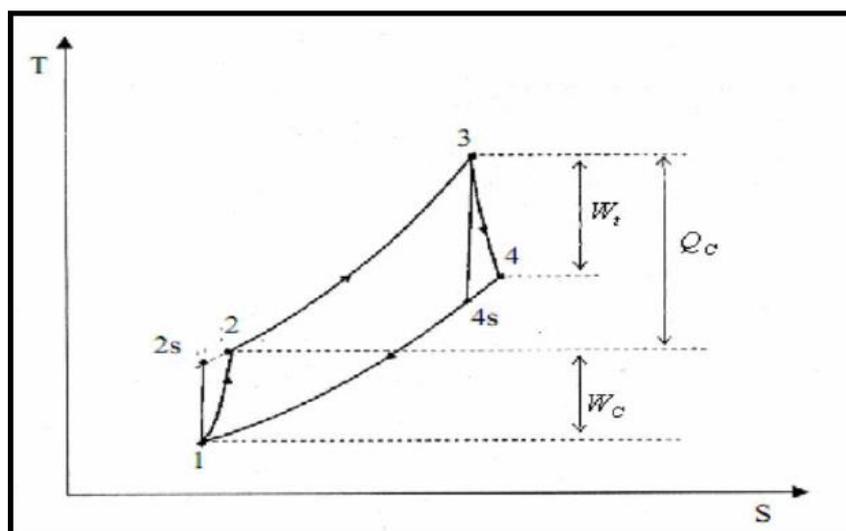


Figure II.3. Cycle de brayton d'une turbine à gaz [27].

II.3.1. Etude de la compression :

La pression à la sortie de compresseur CR

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{II.1}$$

Avec τ : Taux de compression.

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur WSC :

$$W_c = CP_{air}(T_{2s} - T_1) \quad \text{II.2}$$

Transformation isentropique

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad \text{II.3}$$

$$W_{cs} = CP_{air}T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad \text{II.4}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur WC :

$$\eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_c} \quad W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad \text{II.5}$$

La température à la sortie de compresseur :

$$W_c = CP_{air}(T_2 - T_1) \quad T_2 = T_1 + \frac{W_c}{CP_{air}} \quad \text{II.6}$$

II.3.2. Etude de la combustion :

$$Q_{c-c} = CP_{moy}(T_3 - T_1) \quad \text{II.7}$$

Avec

CP_{moy} : Chaleur spécifique des gaz brûlés

II.3.3. Etude de la détente :

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = \frac{CP_{moy}}{CP_{moy} - r_{gb}} \quad \text{II.8}$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine WST:

$$W_{sT} = CP_{moy} (T_{4s} - T_3) = CP_{moy} T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad \text{II. 9}$$

Transformation isentropique ($P_4 = P_{4s} = P_1$ et $P_3 = P_{2s} = P_2$)

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_{4s}}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \quad \text{II. 10}$$

$$W_{sT} = CP_{moy} T_3 \left(\left(\frac{1}{\tau} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} - 1 \right) \quad \text{II. 11}$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

$$\eta_{sc} = \frac{W_T}{W_{sT}} \quad W_T = \eta_{sT} * W_{sT} \quad \text{II. 12}$$

Température à la sortie de turbine (l'échappement):

$$W_T = CP_{moy}(T_4 - T_3) \quad T_4 = T_3 + \frac{W_T}{CP_{moy}} \quad \text{II. 13}$$

II.3.4. Bilan de cycle :

Le travail utile W_{uT} :

$$W_{uT} = |W_T| - |W_c| \quad \text{II. 14}$$

La puissance de compresseur P_c :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot W_c \quad \text{II. 15}$$

La puissance de la turbine P_T :

$$P_T = \dot{m}_a \cdot W_T \quad \text{II. 16}$$

La puissance utile P_{uT} :

$$P_{uT} = |P_T| - |P_c| \quad \text{II. 17}$$

Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

$$\eta_{th} = \frac{P_{ut}}{\dot{m}_f * \eta_{cc} * pci} \quad \text{II. 18}$$

II.4. Thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur (cycle STIG) :

II.4.1. Cycle proposé :

D'un point de vue conceptuel, ce cycle est semblable au cycle combiné gaz vapeur. Toutefois, dans le cycle combiné, les écoulements du fluide de travail sont physiquement séparés alors que dans le cycle de TAG avec injection de vapeur, la vapeur se détend avec les gaz comburés dans la même turbine. Il porte parfois le nom de cycle de Cheng .[28]

II.4.1.1. Présentation de l'installation avec injection de vapeur :

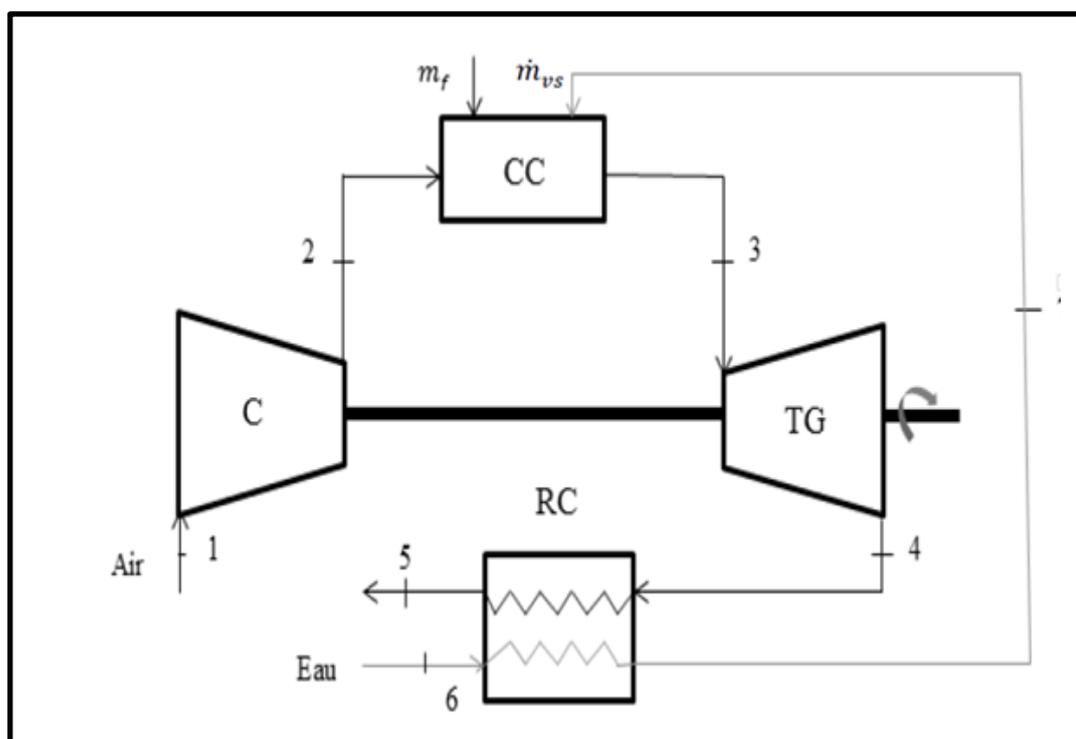


Figure II.4. Cycle d'une turbine à gaz injecté par la vapeur. [28]

La combustion s'effectue dans la chambre de combustion où le carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau, produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement dans HRSG. Les propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion. Le débit du mélange des gaz de combustion et de la quantité de vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine,

est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur. [6]

Généralement le HRSG composé d'un économiseur, d'un évaporateur et d'une surchauffeur, si l'eau et les fumées circulent à contre-courant. Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine.

Cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui comprend deux isobares et deux adiabatiques. C'est le cycle qui se rapproche le plus du cycle de Carnot. Il se distingue de ce dernier par la substitution des deux transformations isothermes par deux transformations isobares qui rendent possible sa réalisation technique. Pour le cas des vapeurs condensables, ce cycle peut également s'appeler Rankine-Hirn, selon que le processus de vaporisation est arrêté à la sortie de la chaudière ou qu'il est prolongé par une surchauffe dans la surchauffeur (du HRSG). [29]

II.4.1.2. Modèle de la TAG avec injection de vapeur :

Pour la modélisation nous posons quelques hypothèses.

- **Hypothèses**

- Le récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur à contre-courant à tubes et calandre d'efficacité égale à $\varepsilon=0,85$.

- Comme l'écoulement de la vapeur est trop petit comparé aux flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion quand la vapeur est injectée. [30]

- Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

- Le rendement dans la chambre de combustion est de 97% soit $\eta_{cc}=0.97$

- La température de la vapeur surchauffée à la sortie du récupérateur est calculée par l'expression suivante :

$$T_7 = \varepsilon(T_4 - T_6) + T_6 \quad \text{II. 19}$$

II.4.2. Analyse de la compression :

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

II.4 .3. Analyse de la combustion :

Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée.

Cette opération ne sa réalisation que lorsque les paramètres d'entrée du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de la machine [25].

Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau, il est nécessaire d'ajouter encore plus de carburant. Le bilan d'énergie appliqué à un volume élémentaire de la chambre de combustion donne.

Le calcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan thermique appliqué au régime stationnaire d'un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la figure (II-6).

$$\dot{m}_a * h_{2,a} + \eta_{cc} * \dot{m}_f * P_{CI} + \dot{m}_v * h_{v,tinj} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * h_{3,g} + \dot{m}_v * h_{v,tcc} \quad \text{II.20}$$

Avec \dot{m}_a le débit d'air à l'entrée du compresseur, \dot{m}_v le débit de vapeur d'eau surchauffée injectée dans la chambre de combustion, \dot{m}_f le débit du combustible et $h_v = h_7$ l'enthalpie de la vapeur surchauffée.

En divisant cette équation par \dot{m}_a on a :

$$CP_{air} T_2 + \eta_{cc} * \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} * P_{CI} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * h_{v,tinj} = \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right) * CP_{moy} T_3 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * h_{v,tcc} \quad \text{II.21}$$

$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$: Débit fuel par rapport débit d'air.

De l'équation (II.21) on obtient :

$$f = \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} * (h_{v,tcc} - h_{v,tinj}) + CP_{moy} T_3 - CP_{air} T_2}{\eta_{cc} * P_{CI} - CP_{moy} T_3} \quad \text{II.22}$$

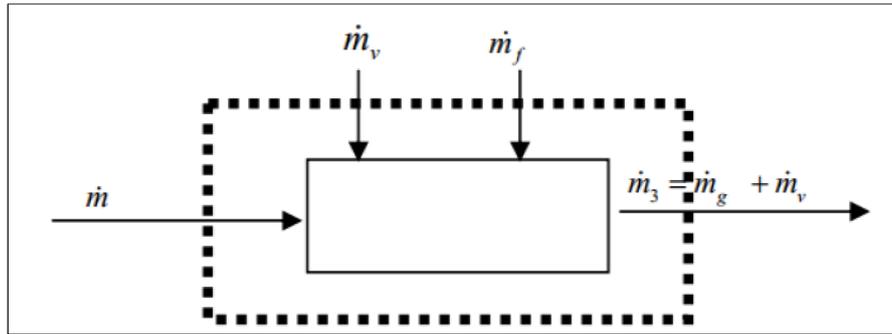


Figure II.5. Volume de contrôle de la chambre de combustion. [25].

II.4.4. Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG :

Pour des conditions de référence données, les caractéristiques de la TAG avec l'injection de vapeur sont exprimées par [25] :

a. l'enthalpie :

$$h_{3,g} = CP_{moy} T_3 \tag{II.23}$$

$$h_{4,g} = CP_{moy} T_4 \tag{II.24}$$

b. le travail de détente de la turbine :

$$W_T = (1 + f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) \tag{II.25}$$

Le travail utile :

$$W_{ut} = (1 + f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) - (h_2 - h_1) \tag{II.26}$$

c. la Puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) \tag{II.27}$$

La Puissance utile :

$$P_{ut} = |P_T| - |P_c| \tag{II.28}$$

d. rendement thermique :

Le rendement thermique du cycle avec injection de vapeur dans la chambre de combustion est:

$$\eta_{th} = \frac{P_{ut}}{\dot{m}_f * \eta_{cc} * pci} \tag{II.29}$$

II.5. Calcul de la turbine à gaz :

Type GT

SGT5-4000F

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont:

La pression ambiante après le filtre

$$P_1 = 1.013 \text{ bar}$$

Le combustible : gaz naturel

$$P_{CI} = 45040 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

taux de compression

$$\tau = 19$$

La température à l'entrée de compresseur

$$T_1 = 15^\circ \text{C} \quad ; \quad T_1 = 50^\circ \text{C}$$

La température de la sortie de la C-C

$$T_3 = 1200^\circ \text{C}$$

Rendement isentropique du compresseur

$$\eta_{sc} = 0.89$$

Rendement isentropique de la turbine

$$\eta_{sT} = 0.89$$

Débit massique d'air $T_1 = \{ 15^\circ \text{C} ; 50^\circ \text{C} \}$

$$\dot{m}_a = 680 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_a = 582 \text{ kg/s}$$

Capacité thermique massique isobare de l'air

$$CP_{air} = 1005 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}^\circ$$

Chaleur spécifique des gaz brûlés

$$CP_{moy} = 1275 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}^\circ$$

Coefficient poly tropique de l'air

$$\gamma_{air} = 1.4$$

Constant des gaz brûlés

$$r_{gb} = 288.5 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}^\circ$$

Rendement de la chambre de combustion

$$\eta_{cc} = 0.97$$

Débit massique de gaz d'échappement

$$\dot{m}_{ge} = 723 \text{ kg/s}$$

Débit massique de combustible

$$\dot{m}_f = 15 \text{ kg/s}$$

II.5.1.calcul sans injection de vapeur d'eau :**➤ Compresseur (CR)**

La pression à la sortie de compresseur CR :

$$P_2 = \tau \times P_1 = 19 \times 1.013 \qquad \qquad \qquad P_2 = 19.24 \text{ bar}$$

-Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

On utilise l'équation (II.4):

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$W_{sc} = 1005 \times 288 \times \left(19^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \qquad \qquad \qquad W_{sc} = 370659.73 \text{ J/kg}$$

❖ Pour $T_1=50C^\circ$

$$W_{sc} = 1005 \times 323 \times \left(19^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \qquad \qquad \qquad W_{sc} = 415705.18 \text{ J/kg}$$

-Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

D'après l'équation (II.5):

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$W_c = \frac{370659.73}{0.89} \qquad \qquad \qquad W_c = 416471.61 \text{ J/kg}$$

❖ Pour $T_1=50C^\circ$

$$W_c = \frac{415705.18}{0.89} \qquad \qquad \qquad W_c = 467084.48 \text{ J/kg}$$

-La température à la sortie de compresseur T_2 :

D'après la relation (II.6), on aura:

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$T_2 = 288 + \frac{416471.61}{1005} = 702.39 \text{ K}^\circ \qquad \qquad \qquad T_2 = 429.39 \text{ c}^\circ$$

❖ Pour $T_1=50C^\circ$

$$T_2 = 323 + \frac{467084.48}{1005} = 787.76 \text{ K}^\circ \qquad \qquad \qquad T_2 = 514.76 \text{ c}^\circ$$

➤ Combustion (cc)

Pour $CP_{moy} = 1275 \text{ J/kg.k}^\circ$ On a $\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$ Étant faible de l'ordre de $1/50 : 1/75$

- La quantité de chaleur Q_{c-c} :

On utilise l'équation (II.7):

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$Q_{c-c}=1275 \times (1200-429.39) \qquad Q_{c-c}= 982527.75 \text{ J/kg}$$

❖ Pour $T_1=50 C^\circ$

$$Q_{c-c}=1275 \times (1200-514.76) \qquad Q_{c-c}= 873681 \text{ J/kg}$$

➤ Turbine (T)

-Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

On utilise l'équation (II.8):

$$\gamma_{moy} = \frac{1275}{1275-288.5} \qquad \gamma_{moy}=1.29$$

-Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{sT} :

D'après la relation (II.11), on a:

$$W_{sT}=1275 \times (1200+273) \times \left(\left(\frac{1}{19} \right)^{\frac{1.29-1}{1.29}} - 1 \right) \qquad W_{sT}= -895451.51 \text{ J/kg}$$

-Le travail réel fourni par le gaz à la turbine W_T :

En appliquant l'équation (II.12):

$$W_T = -895451.51 \times 0.89 \qquad W_T= -796951.84 \text{ J/kg}$$

-Température à la sortie de turbine T_4 :

D'après l'équation (II.13), on aura:

$$T_4 = (1200+273) + \frac{-796951.84}{1275} = 843.93 \text{ K}^\circ \qquad T_4=574.93 \text{ C}^\circ$$

➤ **Bilan de cycle**

-Le travail utile W_{uT} :

D'après (II.14), on a :

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$W_{uT}=796951.84 - 416471.61$$

$$W_{uT}=380480.23 \text{ J/kg}$$

❖ Pour $T_1=50 C^\circ$

$$W_{uT} = 796951.84 - 467084.48$$

$$W_{uT}= 329867.36 \text{ J/kg}$$

-La puissance de compresseur P_c :

En appliquant la relation (II.15), on aura:

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$P_c=680 \times 416471.61 = 283200694.8 \text{ W}$$

$$P_c= 283200.6948 \text{ kW}$$

❖ Pour $T_1=50 C^\circ$

$$P_c=582 \times 467084.48 = 271843167.4 \text{ W}$$

$$P_c= 271843.1674 \text{ kW}$$

-La puissance de la turbine P_T :

D'après l'équation (II.16), on a:

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$P_T=680 \times -796951.84 = -541927251.2 \text{ W}$$

$$P_T= - 541927.2512 \text{ kW}$$

❖ Pour $T_1=50 C^\circ$

$$P_T=582 \times -796951.84 = -463825970.9 \text{ W}$$

$$P_T= - 463825.9709 \text{ kW}$$

-La puissance utile P_{uT} :

On utilise la relation (II.17):

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$P_{uT}=541927251.2 - 283200694.8 = 258726556.4 \text{ W}$$

$$P_{uT}= 258726.5564 \text{ kW}$$

❖ Pour $T_1=50C^\circ$

$$P_{uT}=463825970.9 - 271843167.4 = 191982803.5 \text{ W}$$

$$P_{uT}= 191982.8035 \text{ kW}$$

-Rendement de la turbine à gaz η_{GT} :

A partir (II.18), on a:

❖ Pour $T_1=15C^\circ$

$$\eta_{GT} = \frac{258726556.4}{15 \cdot 0.97 \cdot 45040000} = 0.39$$

$$\eta_{GT}=39 \%$$

❖ Pour $T_1=50C^\circ$

$$\eta_{GT} = \frac{191982803.5}{15 \cdot 0.97 \cdot 45040000} = 0.29$$

$$\eta_{GT}=29 \%$$

II.5.2.calcul avec injection de vapeur d'eau :

- La température de la vapeur surchauffée à la sortie du récupérateur :

On utilise l'équation (II.19):

$$T_7 = \varepsilon (T_4 - T_6) + T_6 = 0.85 \times (574.93-30) + 30 = 493.19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_7 = 493.19 \text{ }^\circ\text{C}$$

➤ A partir l'interpolation bilinéaire (P, T) [tableaux région surchauffée], on aura:

$$h_7 = h_{inj} \{P_7=19\text{bar}, T_7=493.19^\circ\text{C}\}$$

$$h_{inj} = 3468.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{v,3} = h_{v,tcc} \{P_3=19\text{bar}, T_3=1200^\circ\text{C}\}$$

$$h_{v,tcc} = 5143.15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{v,4} \{P_4= 1.013 \text{ bar}, T_4= 574.93 \text{ }^\circ\text{C}\}$$

$$h_{v,4}=2675.5 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Analyse de combustion :**

On utilise l'équation (II.22):

$$f = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_{v,tcc} - h_{v,tinj}) + CP_{moy} T_3 - CP_{air} T_2}{\eta_{cc} \cdot P_{Cl} - CP_{moy} T_3}$$

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

❖ Pour un rapport de débit $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0.01$

- Pour $T_1=15C^\circ$

$$f = \frac{0.01 \cdot (5143150 - 3468700) + (1275 \cdot 1473) - (1005 \cdot 702.39)}{(0.97 \cdot 45040000 - 1275 \cdot 1473)} = 0.0284$$

$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$	$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$	
	T1= 15 C°	T1= 50 C°
0	0.0280	0.0260
0.01	0.0284	0.0264
0.015	0.0286	0.0266
0.02	0.0288	0.0268
0.025	0.0290	0.0270
0.03	0.0292	0.0272
0.035	0.0294	0.0274
0.04	0.0296	0.0276
0.045	0.0298	0.0278
0.05	0.03	0.0280
0.1	0.0320	0.0300

Tableau II.1. Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée.

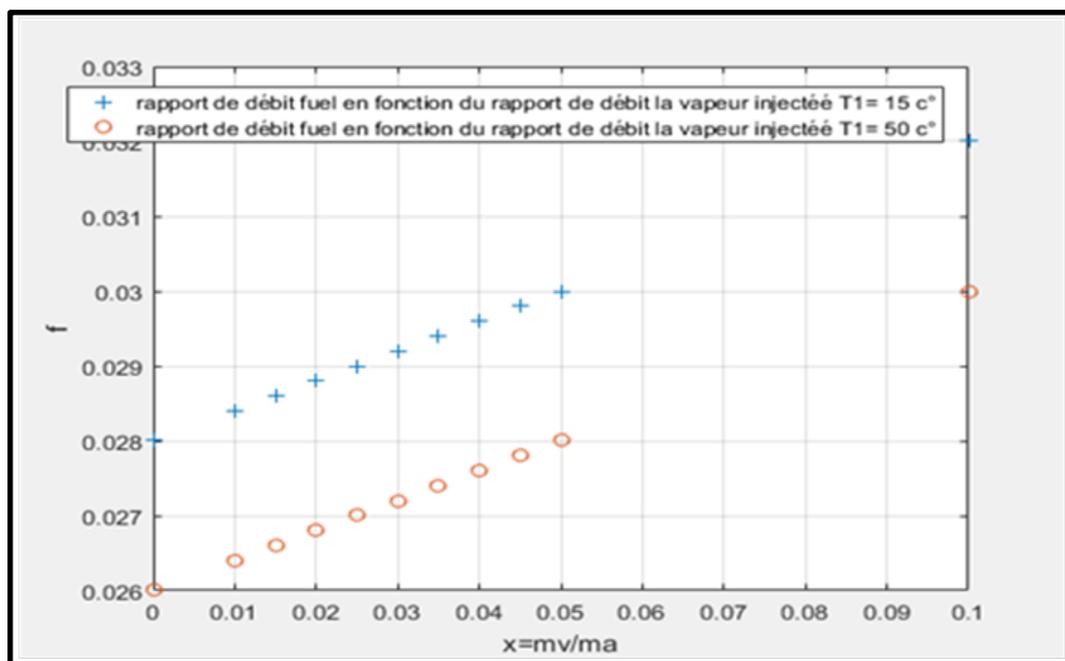


Figure II.6. Rapport de débit fuel en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

-l'enthalpie :

On utilise l'équation(II.23) et (II.24)

$$h_{3,g} = 1275 \cdot (1200 + 273)$$

$$h_{3,g} = 1878075 \text{ J/kg}$$

$$h_{4,g} = 1275 \cdot 847.93$$

$$h_{4,g} = 1081110.75 \text{ J/kg}$$

-Pour T1=15 C°

$$h_1 = \dot{m}_a \cdot C_p \text{ air} \cdot T_1 = 680 \cdot 1005 \cdot 288$$

$$h_1 = 196819200 \text{ J/kg}$$

$$h_2 = \dot{m}_a \cdot C_p \text{ air} \cdot T_2 = 680 \cdot 1005 \cdot 702.39$$

$$h_2 = 480013326 \text{ J/kg}$$

-Pour T1= 50C°

$$h_1 = 582 \cdot 1005 \cdot 323$$

$$h_1 = 188925930 \text{ J/kg}$$

$$h_2 = 582 \cdot 1005 \cdot 787.76$$

$$h_2 = 460768701.6 \text{ J/kg}$$

➤ **Analyse de la détente de la turbine :**

On utilise l'équation (II.25) et(II.26):

$$W_T = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4})$$

$$W_{ut} = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4}) - (h_2 - h_1)$$

$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$	$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$		W_T (KJ/kg)		W_{ut} (KJ/kg)	
	$T_1=15 \text{ C}^\circ$	$T_1=50 \text{ C}^\circ$	$T_1=15 \text{ C}^\circ$	$T_1=50 \text{ C}^\circ$	$T_1=15 \text{ C}^\circ$	$T_1=50 \text{ C}^\circ$
0	0.0280	0.0260	819.27	817.68	-282374.84	-271025.08
0.01	0.0284	0.0264	836.34	834.74	-282357.78	-271008.02
0.015	0.0286	0.0266	844.87	843.28	-282349.25	-270999.49
0.02	0.0288	0.0268	853.40	851.81	-282340.72	-270990.95
0.025	0.0290	0.0270	861.93	860.34	-282332.18	-270982.42
0.03	0.0292	0.0272	870.46	870.46	-282323.65	-270972.30
0.035	0.0294	0.0274	879.00	877.40	-282315.12	-270965.36
0.04	0.0296	0.0276	887.53	885.93	-282306.59	-270956.83
0.045	0.0298	0.0278	896.06	894.47	-282298.06	-270948.30
0.05	0.0300	0.0280	904.59	903.00	-282289.53	-270939.76
0.1	0.0320	0.0300	989.91	988.31	-282204.21	-270854.45

Tableau II.2. Le travail de la turbine en fonction rapport de débit de vapeur injectée.

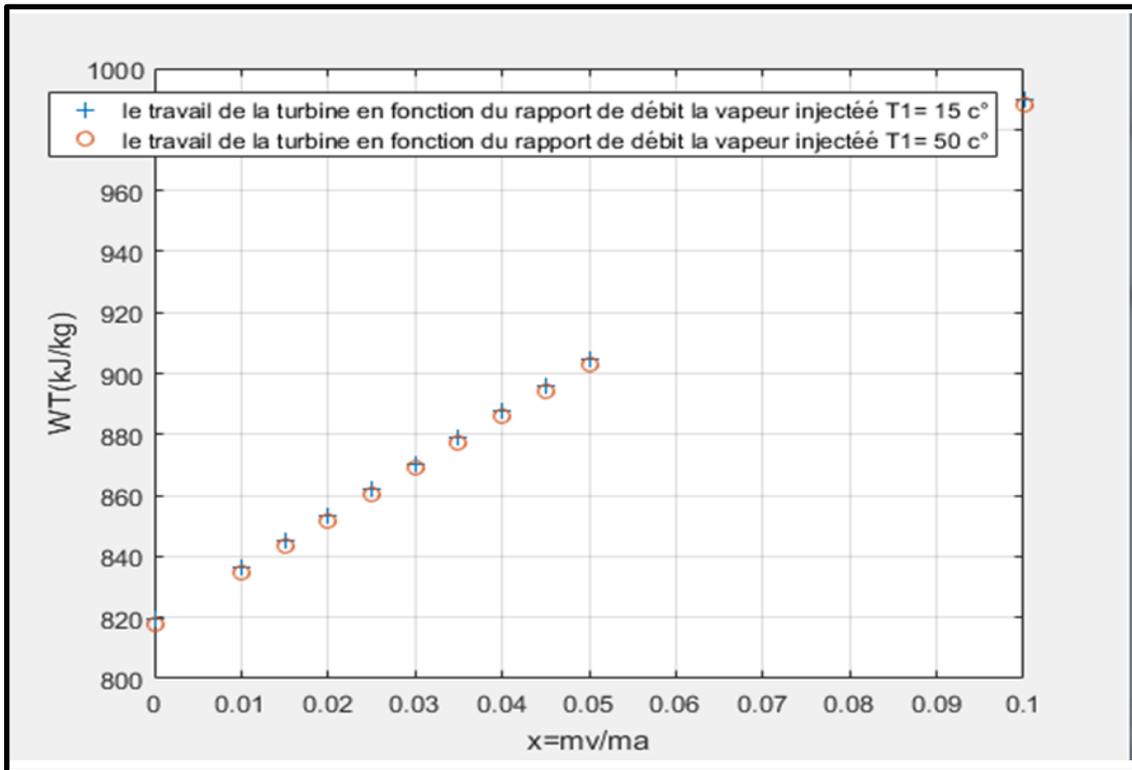


Figure II.7. Le travail de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

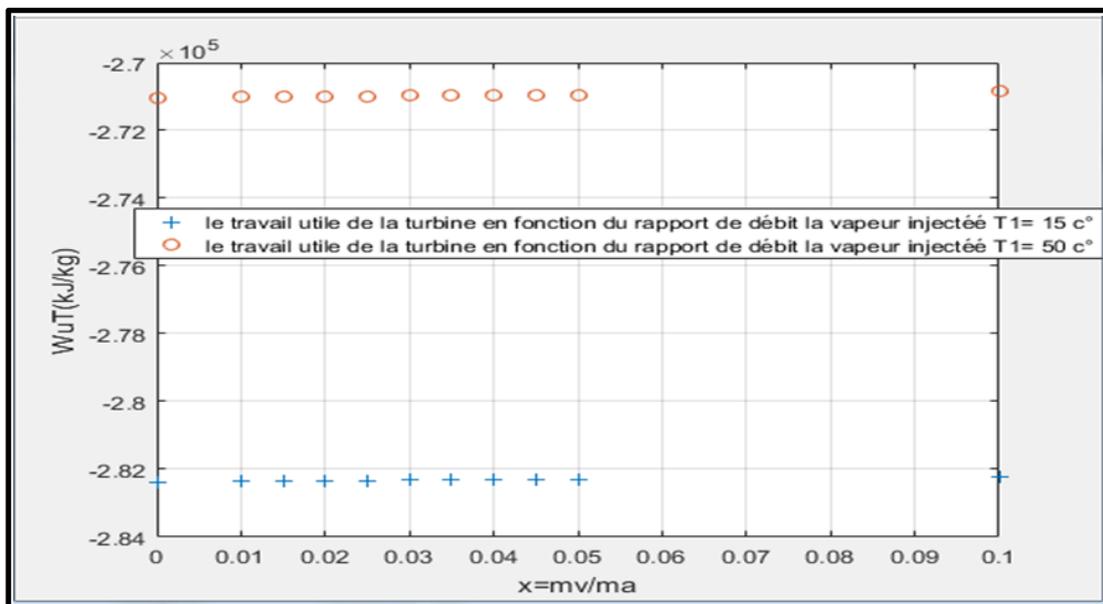


Figure II.8. Le travail utile de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

La puissance fournie par la turbine de détente :

On remplace dans l'équation (II.27), on aura:

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) * (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t_4})$$

$$P_{ut} = |P_T| - |P_c|$$

❖ Pour débit vapeur injectée $\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$

Pour : $T_1 = 15 \text{ C}^\circ$

$$P_T = (680+15)*(796964.25) + 1*(1674450)$$

$$P_T = 555564603.8 \text{ W}$$

$$P_{ut} = 555564603.8 - 283200694.8$$

$$P_{ut} = 272370477.8 \text{ W}$$

Pour : $T_1 = 50 \text{ C}^\circ$

$$P_T = (582+15)*(796964.25) + 1*(1674450)$$

$$P_T = 477462107.3 \text{ W}$$

$$P_{ut} = 477462107.3 - 271843167.4$$

$$P_{ut} = 2056118939.9 \text{ W}$$

\dot{m}_a (Kg/s)		\dot{m}_v (Kg/s)	P_c (KW)		P_T (KW)		P_{ut} (KW)	
$T_1=15\text{C}^\circ$	$T_1=50\text{C}^\circ$		$T_1=15\text{C}^\circ$	$T_1=50\text{C}^\circ$	$T_1=15\text{C}^\circ$	$T_1=50\text{C}^\circ$	$T_1=15\text{C}^\circ$	$T_1=50\text{C}^\circ$
680	582	0	283200.69	271843.16	553890.15	475787.65	270689.49	203944.48
680	582	0.1	283200.69	271843.16	554057.59	475955.10	270856.90	204111.93
680	582	0.2	283200.69	271843.16	554225.04	476122.54	271024.34	204279.37
680	582	0.3	283200.69	271843.16	554392.48	476289.99	271191.79	204446.82
680	582	0.4	283200.69	271843.16	554559.93	476457.43	271359.23	204614.26
680	582	1	283200.69	271843.16	555564.60	477462.10	272363.90	205611.89
680	582	2	283200.69	271843.16	557239.05	479136.55	274038.35	207293.38
680	582	3	283200.69	271843.16	558913.50	480811.01	275712.80	208967.83
680	582	4	283200.69	271843.16	560587.95	482485.45	277387.25	210642.28
680	582	5	283200.69	271843.16	562262.40	484159.90	279061.70	212316.73
680	582	6	283200.69	271843.16	563936.85	485834.35	280736.15	213991.18

Tableau II.3. Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée.

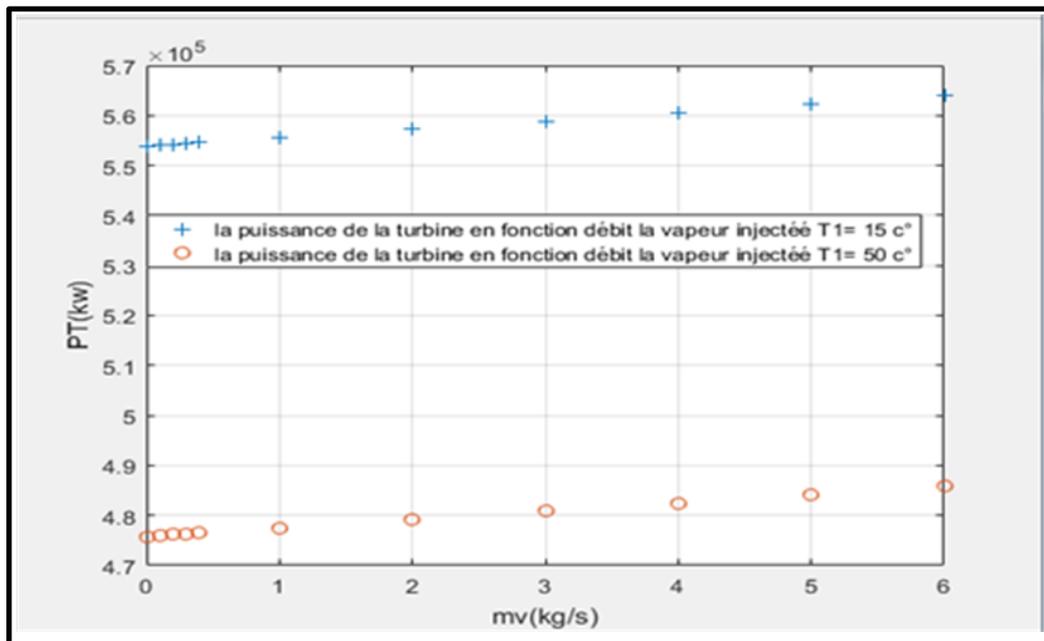


Figure II.9. Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée.

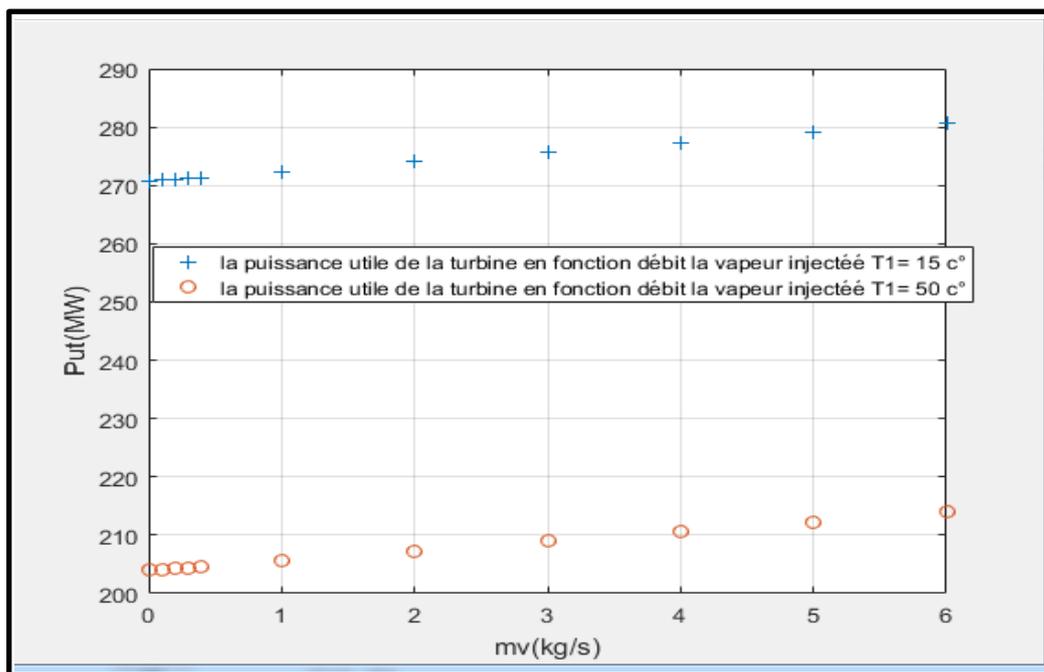


Figure II.10. Variation de la puissance utile de turbine en fonction de débit de vapeur injectée.

Le rendement thermique de la turbine à gaz avec injection de la vapeur:

On utilise l'équation(II.29)

$$\eta_{th} = \frac{P_{ut}}{\dot{m}_f * \eta_{cc} * pci}$$

P_{ut} (KW)		η_{th} (%)	
$T_1= 15\text{ C}^\circ$	$T_1= 50\text{ C}^\circ$	$T_1= 15\text{ C}^\circ$	$T_1=50\text{ C}^\circ$
270689.49	203944.48	41.31	31.12
270856.90	204111.93	41.33	31.15
271024.34	204279.37	41.36	31.17
271191.79	204446.82	41.38	31.20
271359.23	204614.26	41.41	31.22
272363.90	205611.89	41.56	31.38
274038.35	207293.38	41.82	31.63
275712.80	208967.83	42.07	31.89
277387.25	210642.28	42.33	32.14
279061.70	212316.73	42.58	32.40
280736.15	213991.18	42.84	32.65

Tableau II.4. Rendement de la turbine en fonction puissance utile.

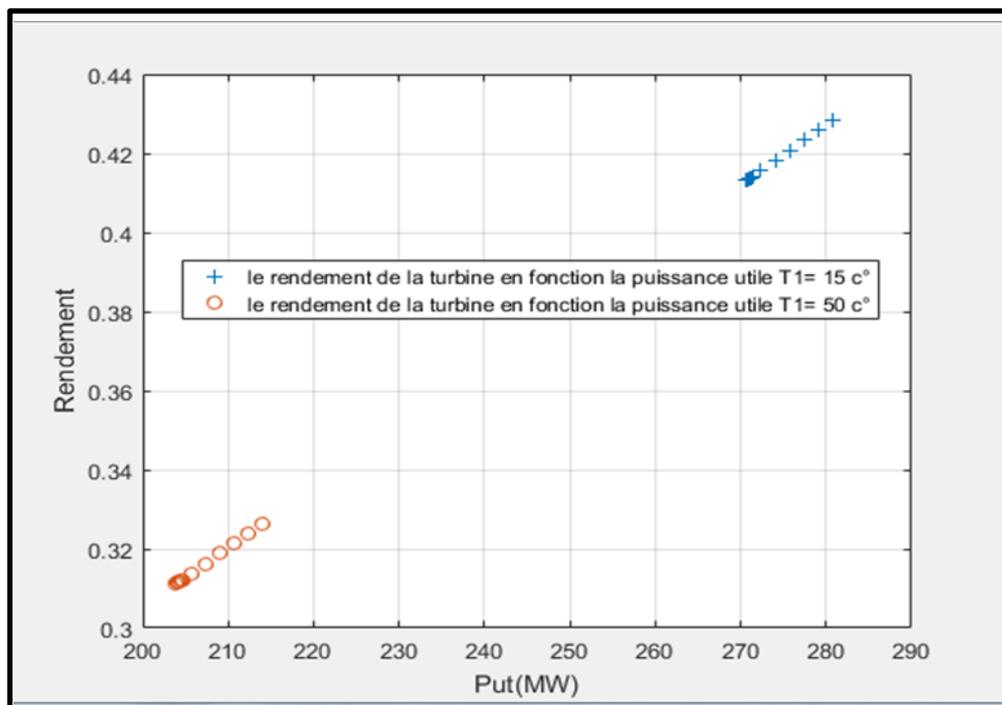
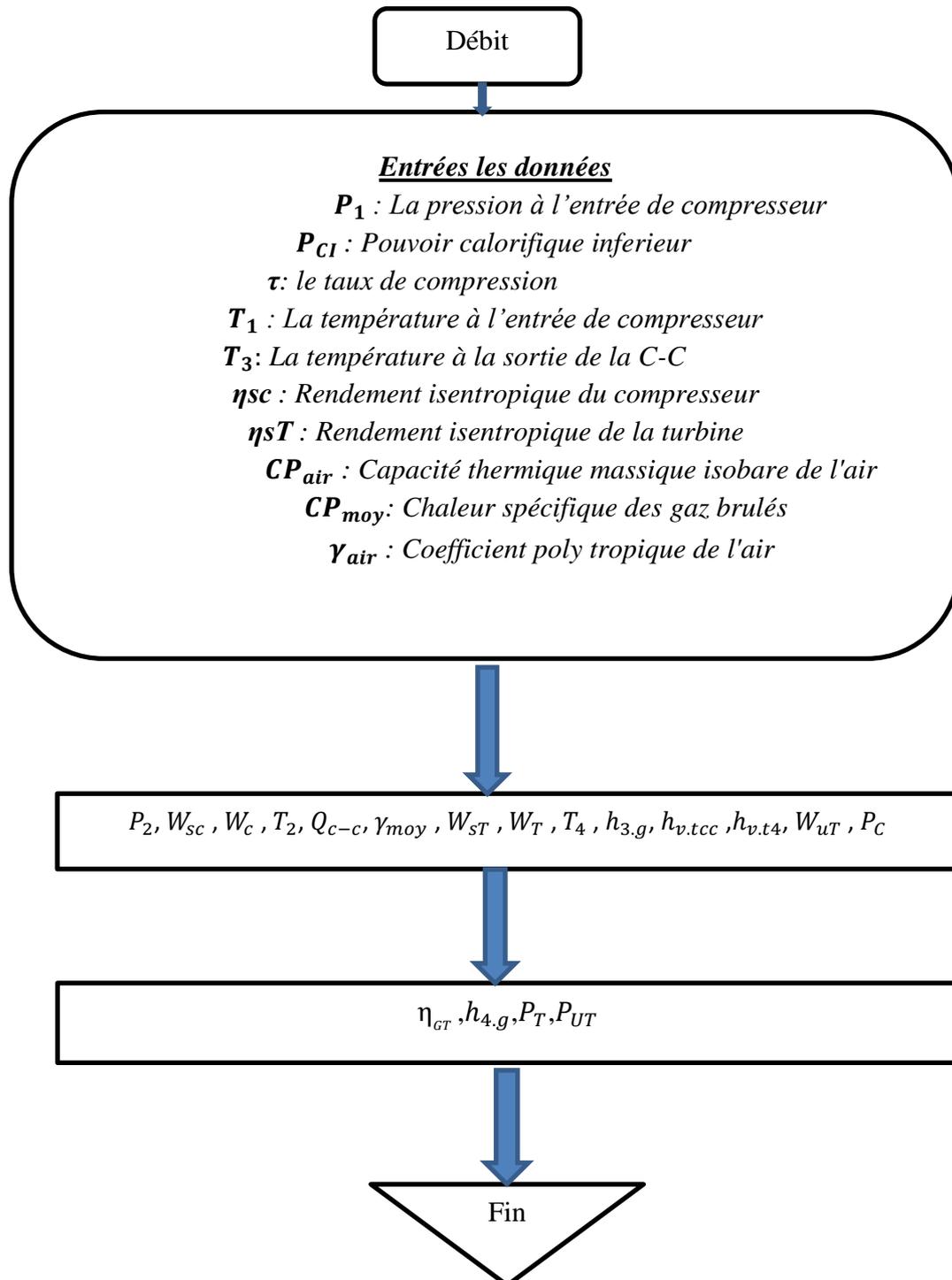


Figure II.11. Evolution du rendement en fonction de la puissance produite.

II.6. Organigramme de calcul :



II.7. Conclusion :

Dans ce chapitre, avec les données requises au niveau du site on est parvenu à établir Une étude paramétrique qui calcule et détermine via MATLAB la performance de cette Turbine à gaz type (SGT5-4000F) sans et avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Nous avons étudié l'effet de l'augmentation de la température sur le rendement de la turbine à gaz et nous avons conclu que l'augmentation de la température initiale de l'air réduit le rendement de cette machine.

CHAPITRE III

**Description de problème et simulation
numérique**

III.1. Introduction :

L'analyse numérique des combustions dans la chambre combustion de turbine gaz avec Toutes ces types donne au constructeur une vision à comprendre le processus de la combustion point du vue pratique et théorique ainsi que l'amélioration de la conception pour plus d'efficacité grâce aux codes calcul numérique. Parmi ces codes de calcul ANSYS Fluent présente un code de calcule très efficace pour l'étude des combustions dans les chambres combustion des turbine gaz type **STG5-4000F**.

Dans ce chapitre on va donner une description de problème a étudié ainsi que leur modélisation sous code de calcul ANSYS FLUENT.

III.2. Simulation numérique sous ANSYS Fluent :

III.2.1. Méthode des volumes finis dans fluent :

Fluent utilise une formulation centrée (co-located). Ceci veut dire que toutes les variables sont calculées au même point, au centre de la cellule.

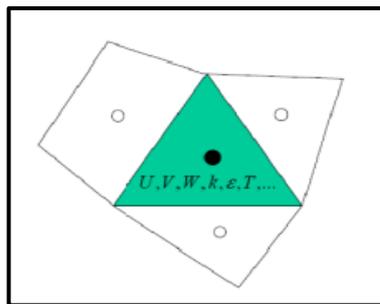


Figure III.1 : Point nodal dans fluent

III.2.2. ANSYS Inc :

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés. La société possède de nombreuses filiales à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.



Figure III.2 : Logo de la société ANSYS.

III.2.3. Aspects techniques :

- Les quatre (04) domaines d'utilisation :

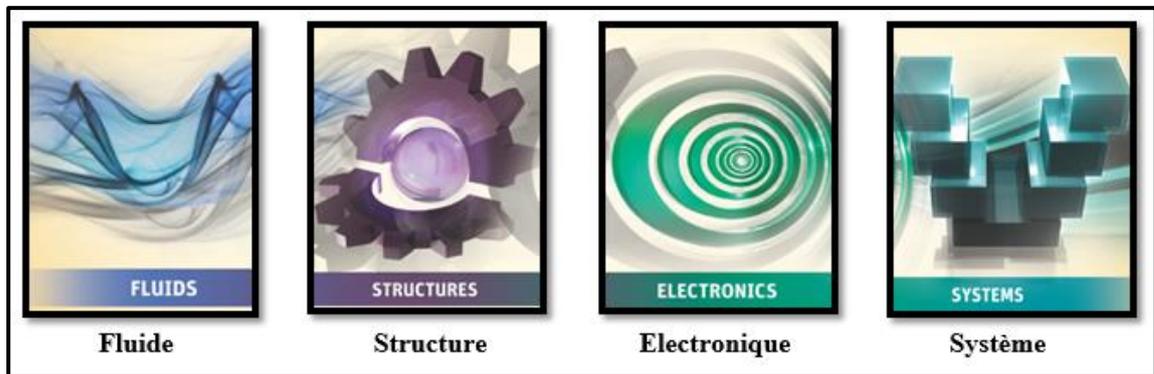


Figure III.3 : Les quatre (04) domaines d'utilisation.

- ANSYS Workbench :

Cette plate-forme propose une approche déferente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

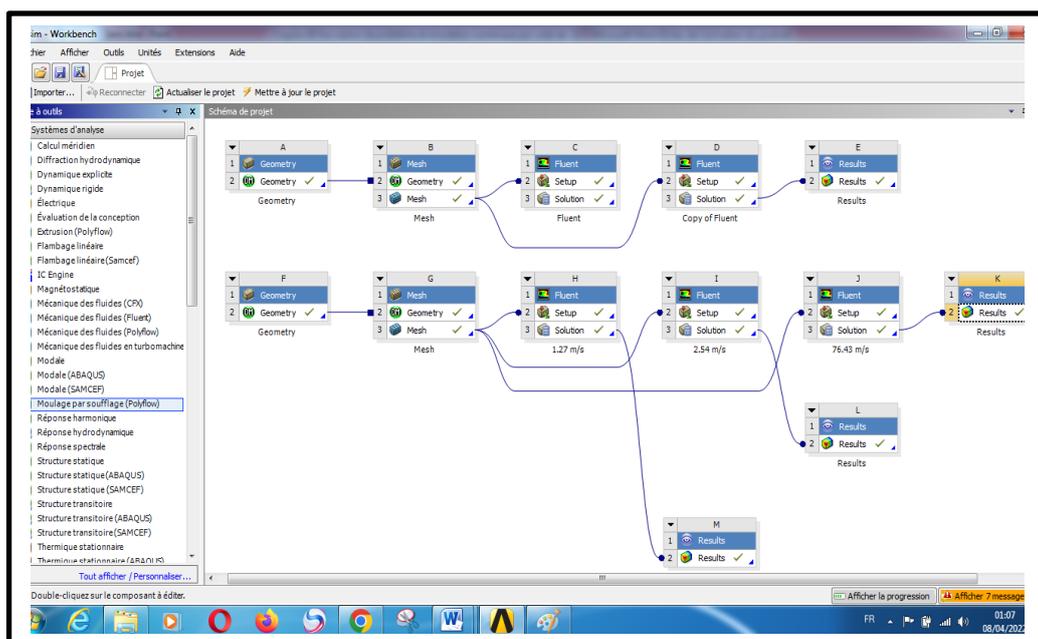
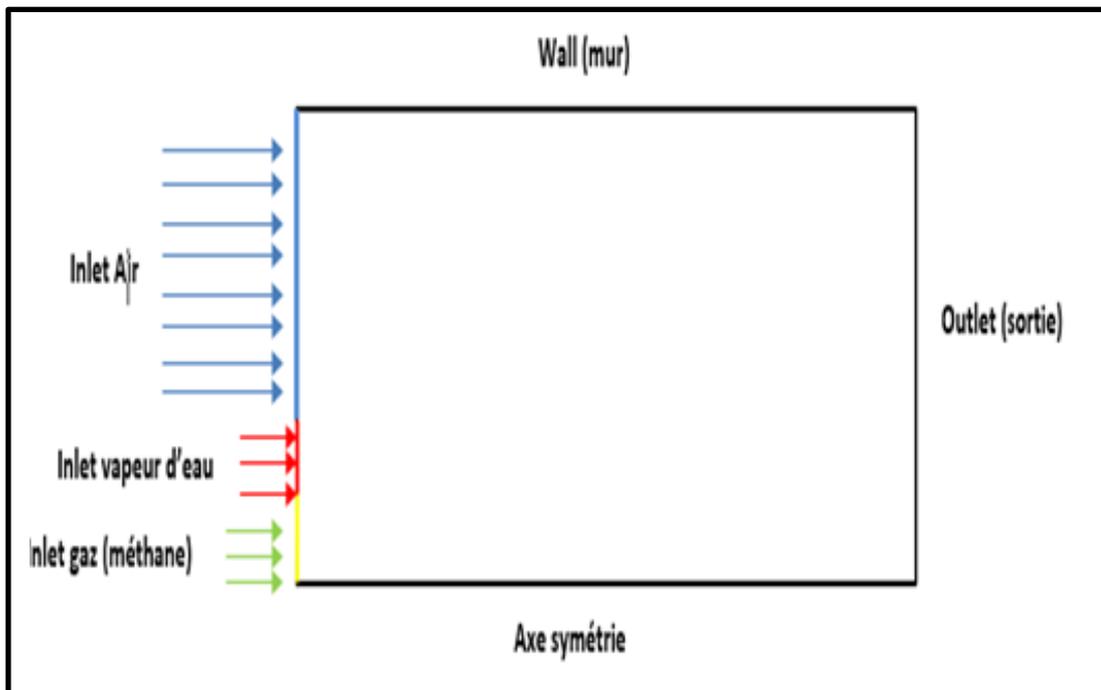


Figure III.4 : Espace de travail Workbench.

III.2.4. Description et modélisation du problème :

- **Objectif :** L'objectif de notre étude est de comprendre le processus de la combustion (**Air-Méthane-Vapeur d'eau**), dans la chambre combustion de turbine gaz (**STG5-4000F**) et de connaître l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur l'établissement de la combustion ainsi que l'effet de l'injection de vapeur d'eau dans la combustion pour augmenter le rendement de la turbine à gaz.
- On étudie dans ce travail la combustion de la chambre à combustion de turbine à gaz **STG5-4000F**.



- Pour effectuer une simulation par ANSYS Workbench il faut suivre une logique de calcul. Cette simulation faite à partir des processus "avec une approche interactive, étape par étape. Cette logique de calcul résumées dans le chemin suivant :

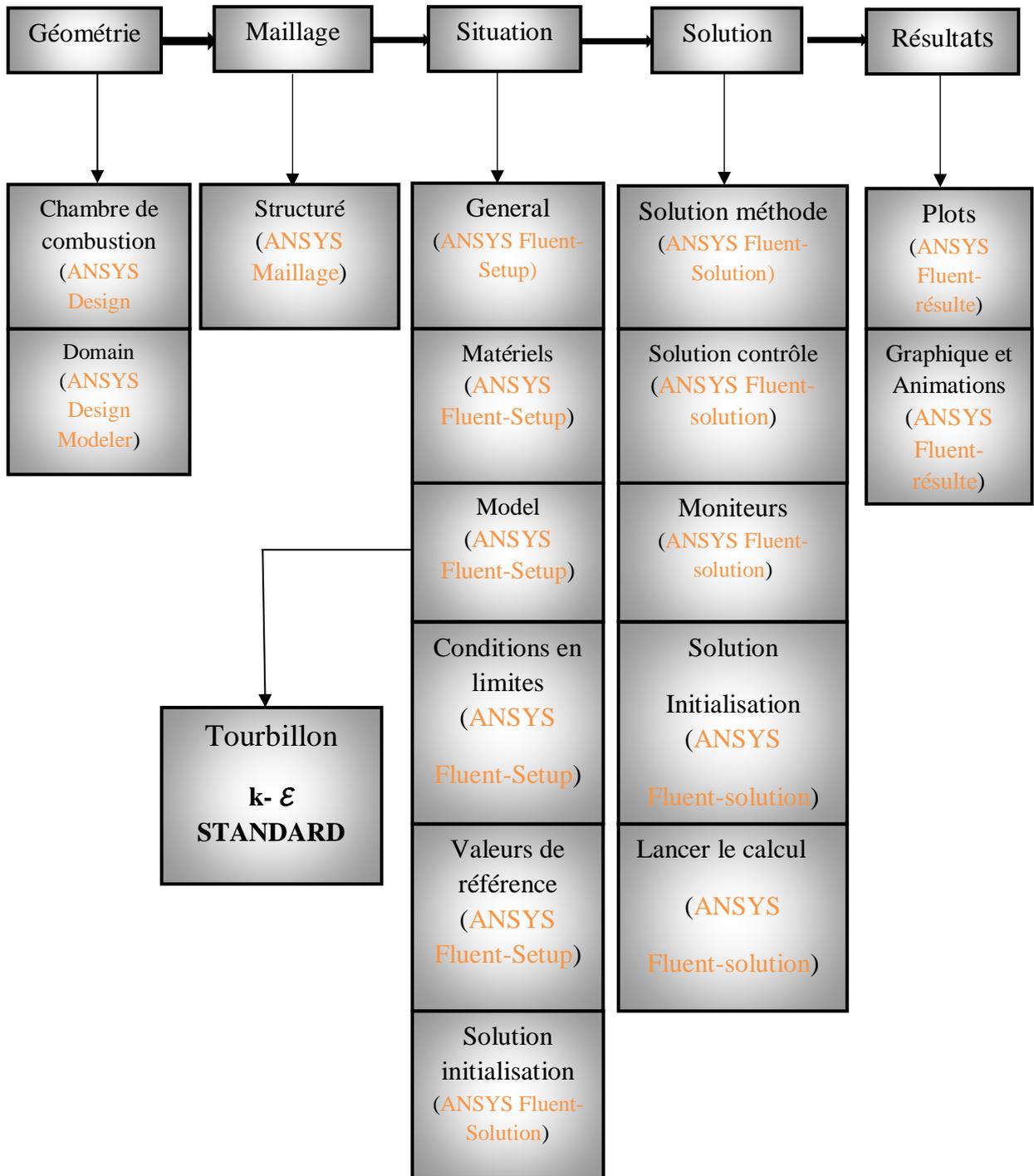


Figure III.5: Chemin de "Processus CFD" pour la simulation numérique.

III.2.5. La CFD :

CFD signifie Computational Fluid Dynamics, soit Mécanique des Fluides Numérique en français.

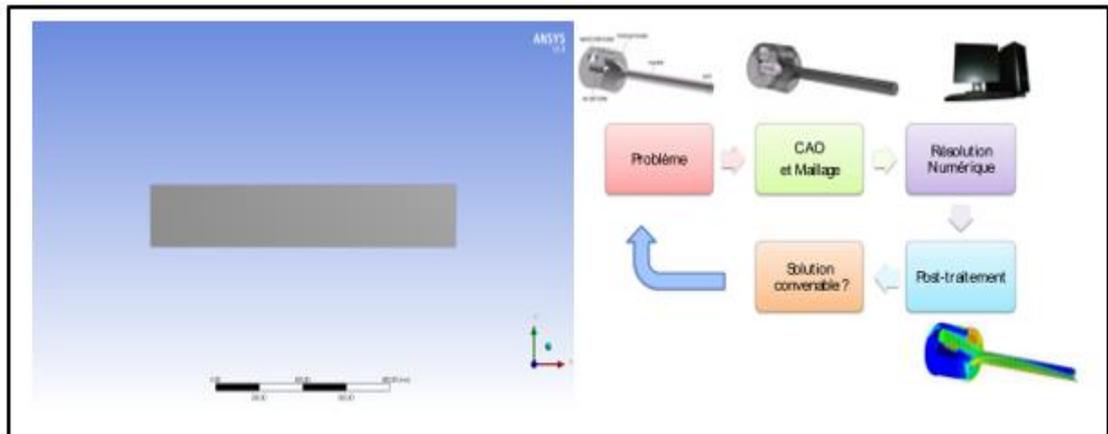


Figure III.6: Les différentes étapes d'une simulation.

✚ Pour simuler l'écoulement dans un échangeur les étapes suivantes sont nécessaires :

- ✓ **Géométrie/CAO** : Être en possession d'une géométrie 3d du domaine fluide.
- ✓ **Maillage** : Discrétiser le domaine, c'est-à-dire le découper en mailles de calcul.
- ✓ **Mise en données** : Choisir les modèles physiques et les hypothèses adaptés au problème.
- ✓ **Résolution numérique** : Les équations aux dérivées partielles sont résolues par le solveur CFD après avoir discrétisée et mise sous forme algébrique.
- ✓ **Post-traitement** : Visualiser, comparer et analyser les résultats.

III.2.6. La géométrie :

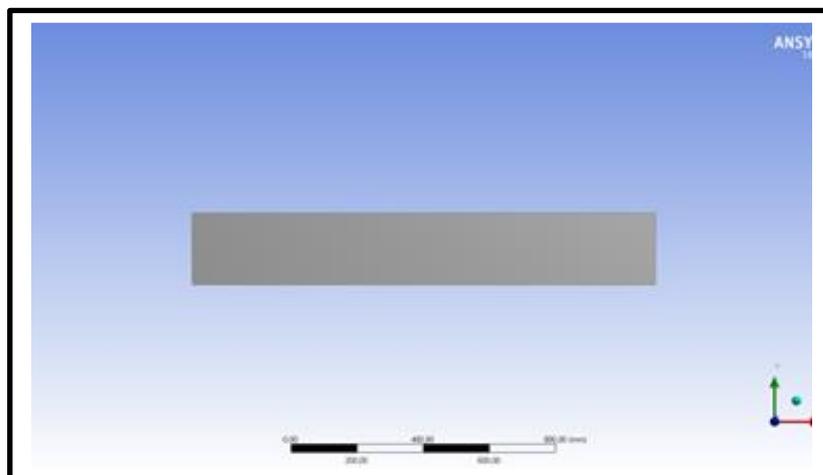


Figure III.7: géométrie de problème

Langur	1400mm
Largeur	225mm
Ø entré Air	210mm
Ø entré vapeur d'eau	10mm
Ø entré méthane	5mm

Tableau III.1: dimensionnement de la géométrie

III.2.7. Le maillage :

La création de maillage se fait sous le progiciel ' ANSYS MESHING'. Ce manilleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet d'importer des géométries en 2d ou 3d et de construire le maillage .il génère des fichiers avec une extension *.msh pour **ANSYS FLUNT**. Il regroupe trois fonctions essentielles

- ✚ Un « bon maillage » en CFD présente les caractéristiques suivantes :
 - Un domaine de calcul assez large pour éviter l'influence des conditions aux limites sur les résultats.
 - Un maillage fin au voisinage de l'objet (là où les phénomènes importants vont se produire).
 - Un maillage plus grossier loin de l'objet, où l'écoulement extérieur ne varie pas ou peu, afin d'économiser du temps de calcul.
 - Une transition « douce » entre les zones raffinées et non raffinées pour éviter les problèmes d'erreur numérique lors de la résolution.
 - Une bonne résolution au niveau de la couche limite.

Et enfin, un nombre pas trop important de mailles pour ne pas alourdir les temps de calcul.

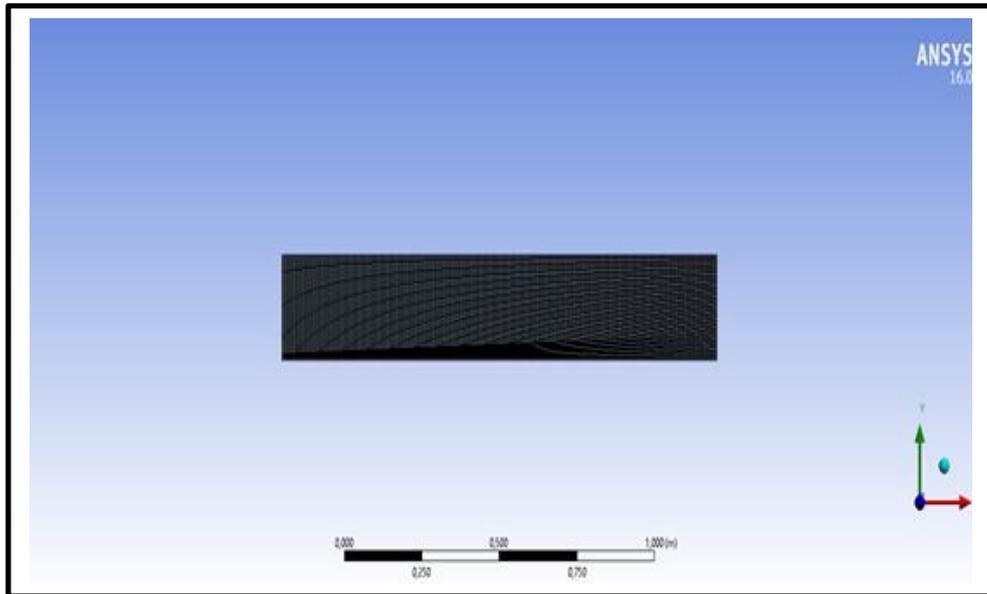


Figure III.8: Maillage de la géométrie

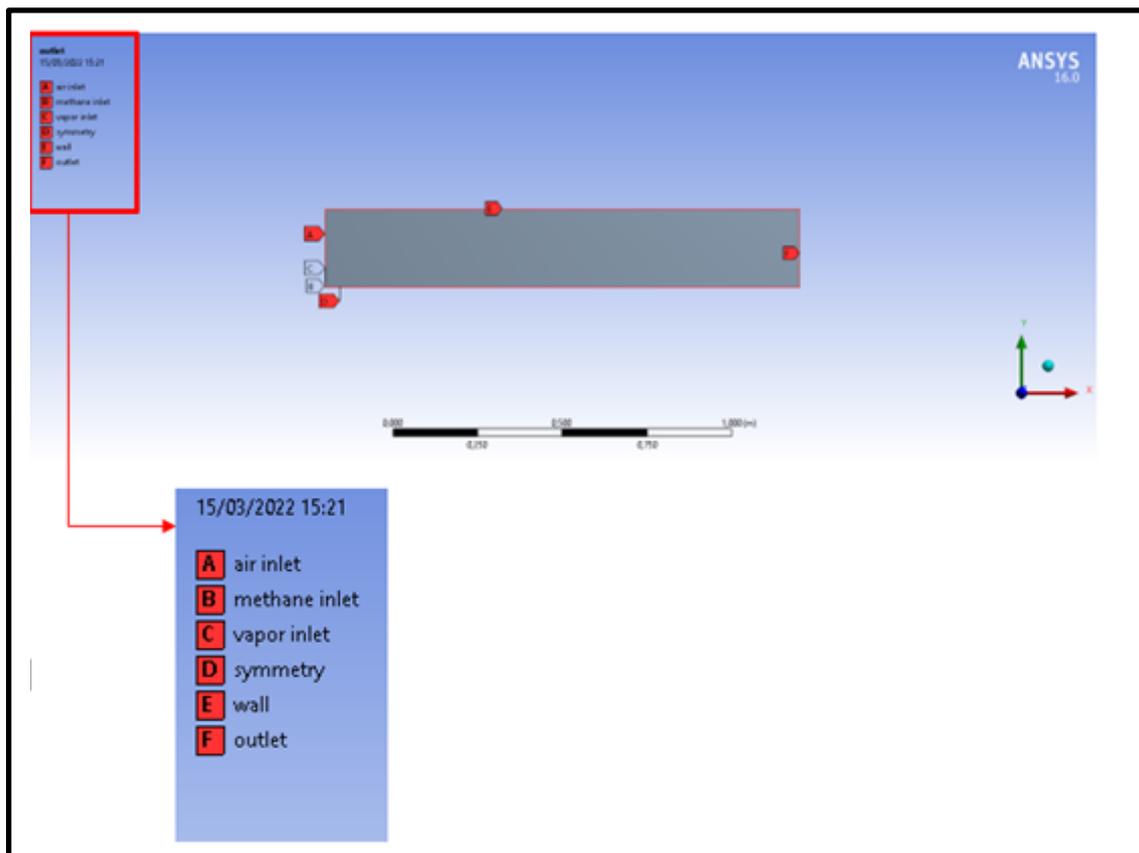


Figure III.9: Définition des différents paramètres d'écoulement (entrée, sortie ...etc.)

Nœuds	13467
Éléments	13200
Type	Tétraédrique structuré

Tableau III.2: Statistique de maillage

III.2.8. Mise en données :

III.2.8.1. Equation gouvernantes :

➤ **L'équation de continuité**

Cette équation est définie afin d'assurer la conservation de la masse. Avec u_i est la composante de vitesse selon la direction de x_i .

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad \text{III .1}$$

➤ **Les équations de quantité de mouvement**

Les équations de quantités de mouvement découlent de la seconde loi de Newton. En négligeant les forces extérieures, l'équation de conservation de quantité de mouvement s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) \quad \text{III .2}$$

➤ **L'équation d'énergie**

L'équation d'énergie provient de la première loi de la thermodynamique :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad \text{III.3}$$

III.2.8.2. Le modèle de turbulence :

Plusieurs modèles de turbulence sont disponibles dans le code CFD-FASTRAN, du modèle à zéro équation (algébrique) au modèle à deux équations de transport. Le modèle à zéro équation utilise des relations algébriques pour relier les fluctuations de l'écoulement aux grandeurs moyennes des variables en utilisant des constantes expérimentales. Les modèles à une et à deux équations utilisent des équations aux dérivées partielles pour atteindre le même but.

- Modèle de Baldwin-Lomax
- Modèle k- ε
- Modèle k- ω
- Modèle SST- ω - k de Menter
- Modèle de Spalart-Allmaras

✓ **Modèle (k- ε) :**

Le modèle de k- ε est un modèle à deux équations de transport pour évaluer la viscosité tourbillonnaire. Il résout deux équations aux dérivées partielles pour obtenir l'énergie cinétique turbulente k et sa dissipation ε , ces équations sont les suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_j k) = \bar{\rho}P - \bar{\rho}\varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\bar{\mu} + \frac{\bar{\mu}_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad \text{III. 4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \varepsilon) = C_{\varepsilon 1} \frac{\bar{\rho}P\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\rho}\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\mu} + \frac{\bar{\mu}_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad \text{III. 5}$$

Où P est le taux de production de l'énergie cinétique turbulente donnée par l'équation :

$$P = \bar{v}_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_m} \quad \text{III.6}$$

Avec les constantes :

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	Pr_k	Pr_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tableau III.3 : Coefficients du modèle K- ε standard.

Les effets visqueux sont plus importants que les effets turbulents au voisinage de la paroi. Une loi de paroi (Wall fonction) est, par conséquent, appliquée dans cette région et le modèle de turbulence résout le champ dans le reste du domaine de l'écoulement. Dans la loi de paroi, l'échelle de la vitesse est prise comme $q = k^{0.5}$ et l'échelle de la longueur est modélisée par :

$$l = \frac{C_\mu^{3/2} K^{3/2}}{\varepsilon} \cdot k \quad \text{III. 7}$$

K et ε sont reliés par des expressions semi-empiriques à la vitesse de frottement μ_τ

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad \text{III.8}$$

$$\varepsilon = \frac{c_{\mu}^{3/2}}{ky} \quad \text{III.9}$$

La viscosité turbulente est exprimée par :

$$\nu_t = \frac{c_{\mu} k^2}{\varepsilon} \quad \text{III.10}$$

Dans l'approche standard de la loi de paroi, le profil de la vitesse est estimé depuis la paroi jusqu'à la première maille par les relations suivantes :

$$u^+ = y^+ \quad \text{pour} \quad y^+ < 11.5$$

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad \text{pour} \quad y^+ > 11.5$$

Où les constantes k , E sont déterminées expérimentalement, et valent : 0.4 et 9.0 respectivement. Le concept de loi de paroi est valable dans le cas où la valeur de la distance au centre de la première cellule voisine à la paroi est telle que $y^+ > 3$

➤ Les avantages de modèle k - ε

Le modèle $k - \varepsilon$ haut Reynolds présente de nombreux avantages :

- Il s'agit d'un modèle relativement simple, ne demandant que deux équations supplémentaires (k et ε), disponible dans (presque) tous les codes,
- le modèle présente une grande robustesse qui permet en particulier d'aborder des physiques raides sans trop de difficulté (cette robustesse est due au fait que le modèle dépend essentiellement de ses termes sources, par opposition à des modèles pour lesquels les termes de transport, différentiels d'ordre 1 en espace, sont prépondérants)
- de par son ancienneté (Launder Spalding 1974), le modèle $k - \varepsilon$ a un comportement et des limitations bien connues,

III.2.9. Résolution numérique :

III.2.9.1. ANSYS Fluent :

Ce logiciel permet d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Il porte le nom des compagnies qui les ont développés, rachetée par ANSYS.Inc respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de maillage (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS). Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde.

Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique.

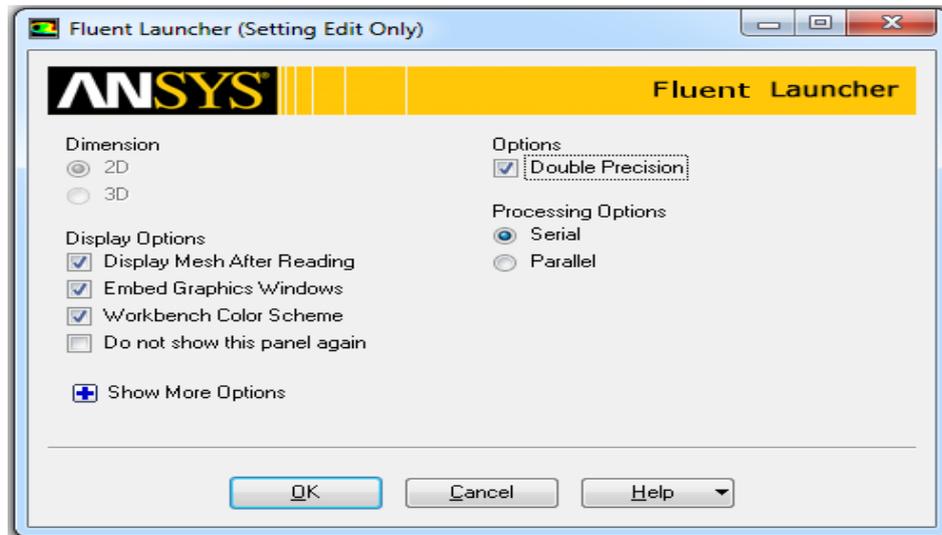


Figure III.10: Fenêtre d'accueil de logiciel Fluent

Rectangle	
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse d'air (m/s)	0.5 a 300k
Vitesse vapeur d'eau (m/s)	De 0 au 76.43 à 300k
Vitesse de gaz (méthane) (m/s)	80 a 300k

Tableau III.4 : données de simulation (conditions aux limites)

Géométrie (chambre à combustion 2D)	
Entrée	Velocity ilet
Sortie	Out flow
Paroi supérieur	Wall
Paroi inferieur	Axe de symétrie

Les hypothèses de travail :

Dans notre étude en va considérer ces hypothèses :

- Les fluides incompressibles ($r = \text{cons tan } t$).
- Le fluide Newtonien
- L'écoulement est turbulent, tridimensionnel et permanent
- Le terme source est nul.
- La dissipation visqueuse nulle.

Général		
Type	Pressur-based	
Temps	Stationnaire	
Espace 2d	Axisymmetry	
Modelés turbulent k- ε		
Energy	On	
Species	Model	Species Transport
	Mixteur properteis	Méthane-Air
	Réaction	Volumique
	Option	Diffusion Energy Source
	Turbulence chimestry interaction	Eddy-Dissipation
Condition aux limites		
Zone	Type	
Air-inlet	Velocity_inlet	
Methane_inlet	Velocity_inlet	
Water Vapor_inlet	Velocity_inlet	
Symmetry	Axis	
wall	Adiabatic wall	
Outlet	Pressure_outlet	
Solution methods		
Pressure velovity-couplig	Spacial discretization	
Coupled	Gradient	Last squares cell based
	Pressure	Second order
	Momentum	Second order upwind
	Turbulent kinetyc energy	First order upwind
	Turbulent dissipation rate	First order upwind
	Energy	Second order upwind
Solution initialization		
Initialization methods	Hybrid initialization	

Run calculation	
Number of iterations	3000

III.2.9.2. Lancement de calcul :

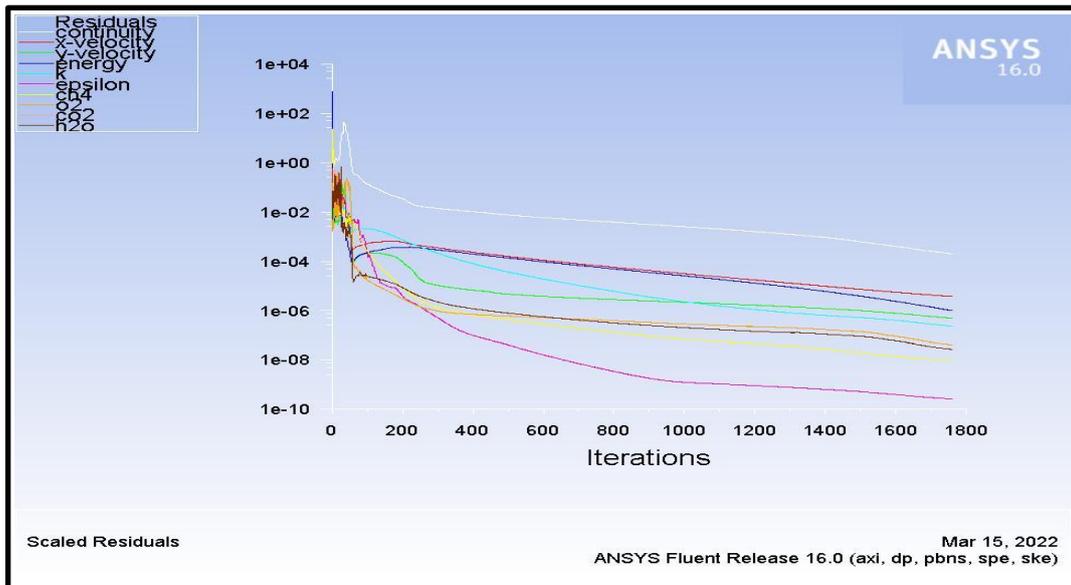


Figure III.11: Lancement de calcul sous fluent

1753	2.0438e-04	3.7885e-06	4.9937e-07	1.0357e-06	2.3827e-07	2.6472e-10	9.358
1754	2.0358e-04	3.7793e-06	4.9805e-07	1.0298e-06	2.3757e-07	2.6424e-10	9.344
1755	2.0272e-04	3.7701e-06	4.9674e-07	1.0239e-06	2.3688e-07	2.6373e-10	9.329
1756	2.0186e-04	3.7610e-06	4.9545e-07	1.0180e-06	2.3621e-07	2.6320e-10	9.314
1757	2.0094e-04	3.7519e-06	4.9416e-07	1.0122e-06	2.3554e-07	2.6263e-10	9.298
1758	2.0000e-04	3.7427e-06	4.9287e-07	1.0065e-06	2.3487e-07	2.6210e-10	9.282
1759	1.9896e-04	3.7336e-06	4.9158e-07	1.0008e-06	2.3420e-07	2.6160e-10	9.266
! 1760	solution is converged						
1760	1.9804e-04	3.7245e-06	4.9030e-07	9.9509e-07	2.3353e-07	2.6108e-10	9.251

Figure III.12: solution convergé

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1. Introduction :

Le chapitre suivant représente les résultats de simulation et leur discussion en termes de lecteur et explication et optimisation.

IV.2. Discussion et interprétation des résultats :

-1^{er} cas : $\dot{m}_v = 0 \text{ kg/s}$; $T_{in} = 300 \text{ K}$. $T_{fin} = 3071,8 \text{ K}$

IV.2.1. Champs de Température:

La figure (IV.1) représente le contour de la température tous le long de la CC.

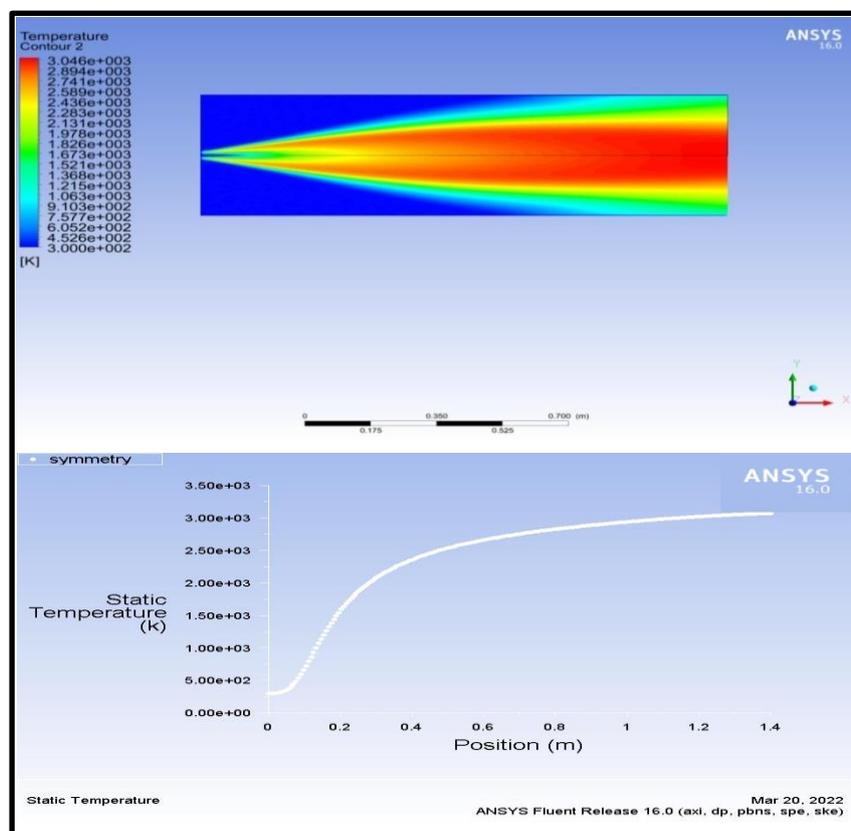


Figure IV.1 : Variation de température tous le long de la CC.

On remarque que la température de la flamme augmente sur le long de la chambre de combustion, La température maximale de combustion est très élevée elle atteint une valeur de **3071.8 K**, cela nécessite de prendre en considération l'effet de ces contraintes thermiques sur le métal de construction de la chambre et de l'attelage turbine, et aussi explique le multi perçage effectuée sur la paroi de tube à flamme pour une raison d'alléger cette température.

IV.2.2. Champ de vitesse :

La **figure (IV-2)** représente le contour de la vitesse en fonction de la longueur de la chambre de combustion.

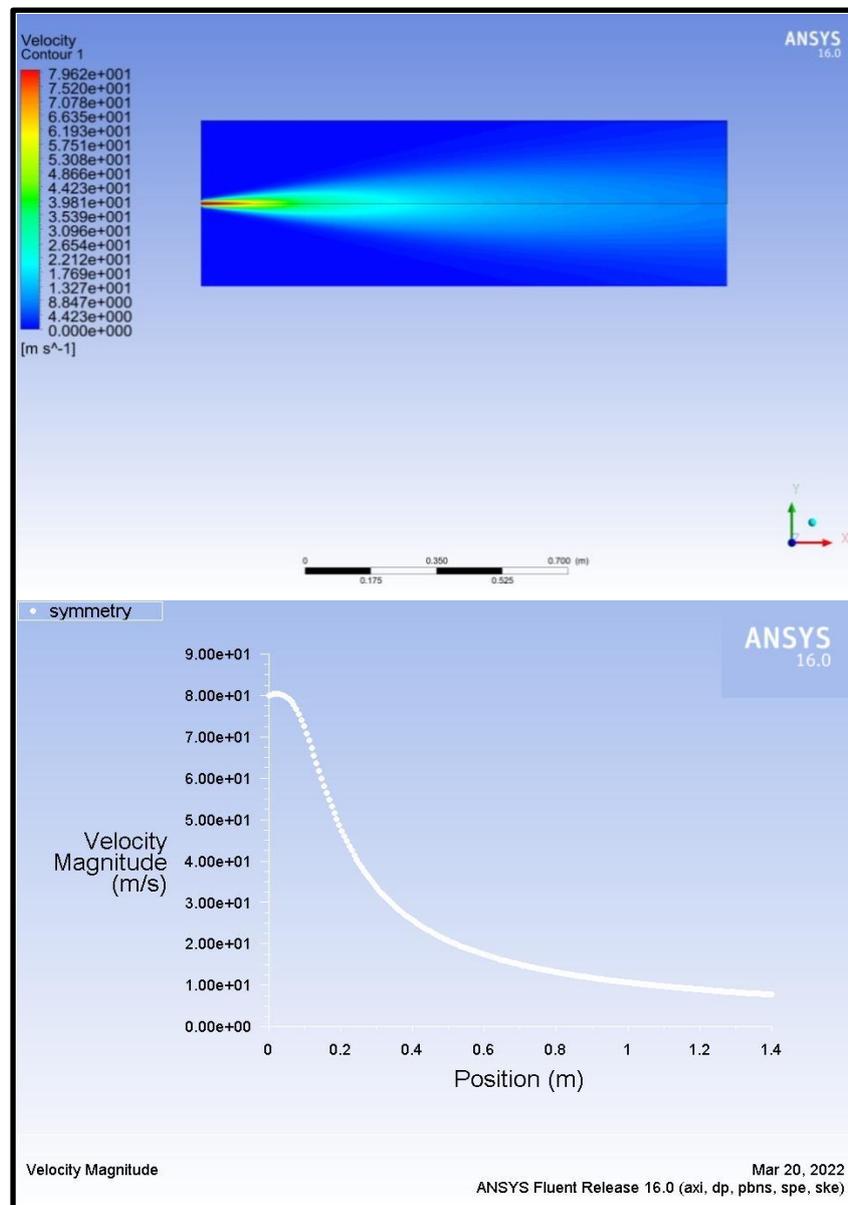


Figure IV.2 : variation de vitesse en fonction de la position.

On constate que la vitesse du mélange (méthane-air) diminue de sa valeur maximale (presque celle de l'injection CH₄ (**80m/s**)), jusqu'à atteindre une faible vitesse de l'ordre $\approx 7\text{m/s}$ (vitesse des gaz brûlés).

IV.2.3. Analysé Les espèces chimiques :

Les graphes suivants montrent la variation radiale des concentrations (Fraction massique) de différentes espèces pour différents sections. On remarque la consommation complète du méthane et partielle de l'oxygène pour donner l'eau et le dioxyde de carbone.

IV.2.3.1. Fraction massique de méthane :

La figure (IV-3) représente le contour du méthane CH₄ pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la chambre a combustion.

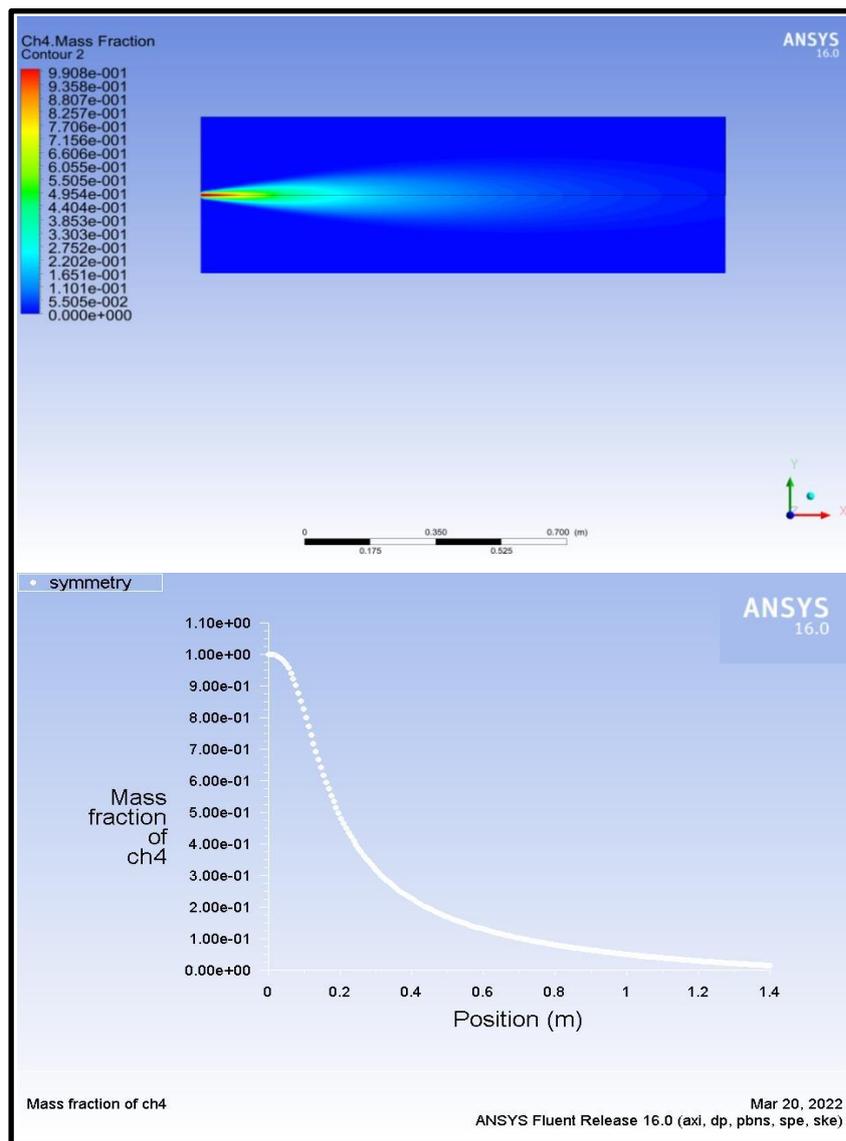


Figure IV.3 : Contours du méthane CH₄ pour écoulement axisymétrique.

On remarque une diminution de la fraction massique à long la valeur **0.99** =1 jusqu'à atteindre la valeur **0.001**, ce qui confirme que la combustion est presque complète.

IV.2.3.2. Fraction massique d'Oxygène O₂ :

La figure (IV.4) représente le contour d'oxygène O₂ pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

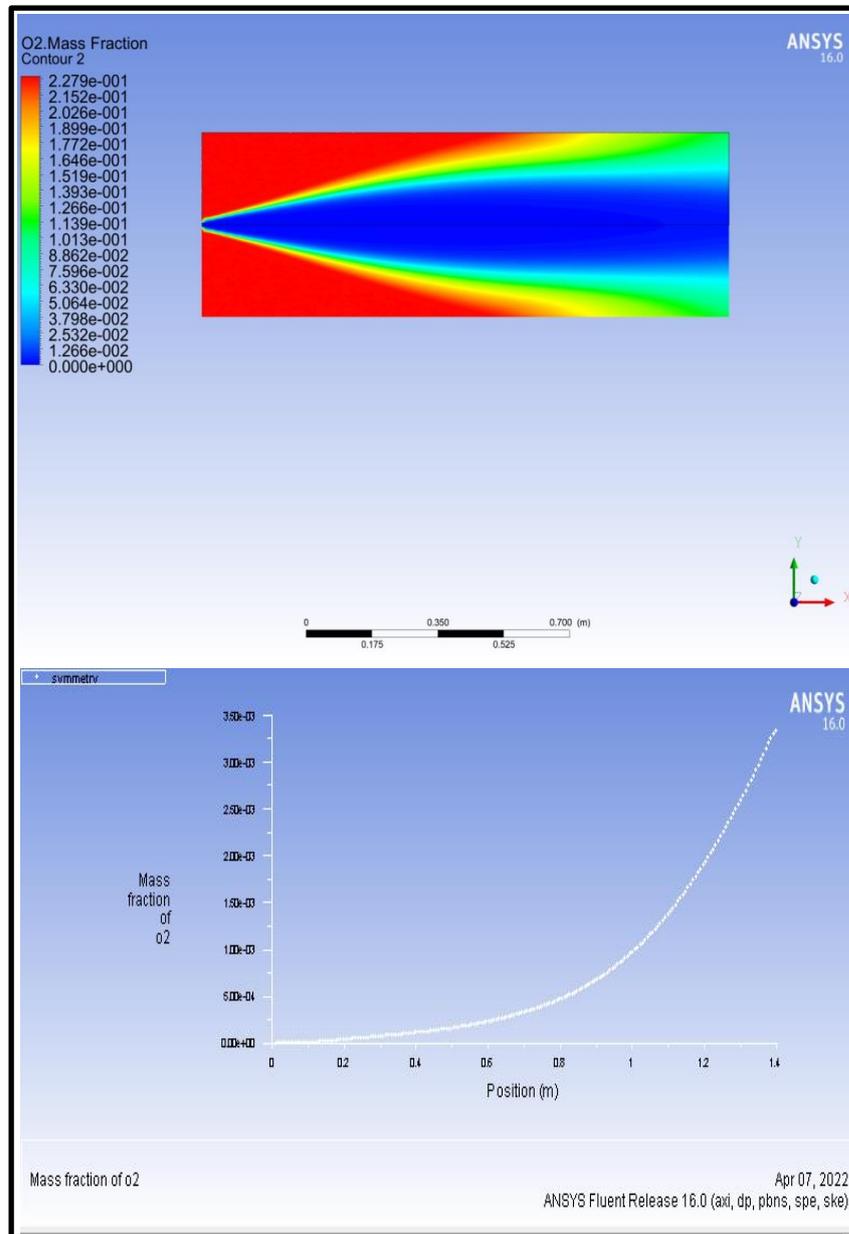


Figure IV.4 : Contours d'oxygène O₂ pour un écoulement axisymétrique.

Il y'a aussi une diminution de fraction massique semblable à celle du CH₄ jusqu'à la sortie de la chambre à combustion, et aussi en remarque l'augmentation de la fraction massique de O₂ dans les côtés de la chambre à combustion due au l'existe d'un d'excès de O₂ dans la chambre à combustion et ça confirme que la combustion est complète de mélange air-méthane.

IV.2.3.3. Fraction massique dioxyde de carbone de CO₂:

La figure (IV.5) représente le contour dioxyde de carbone CO₂ pour un écoulement Axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

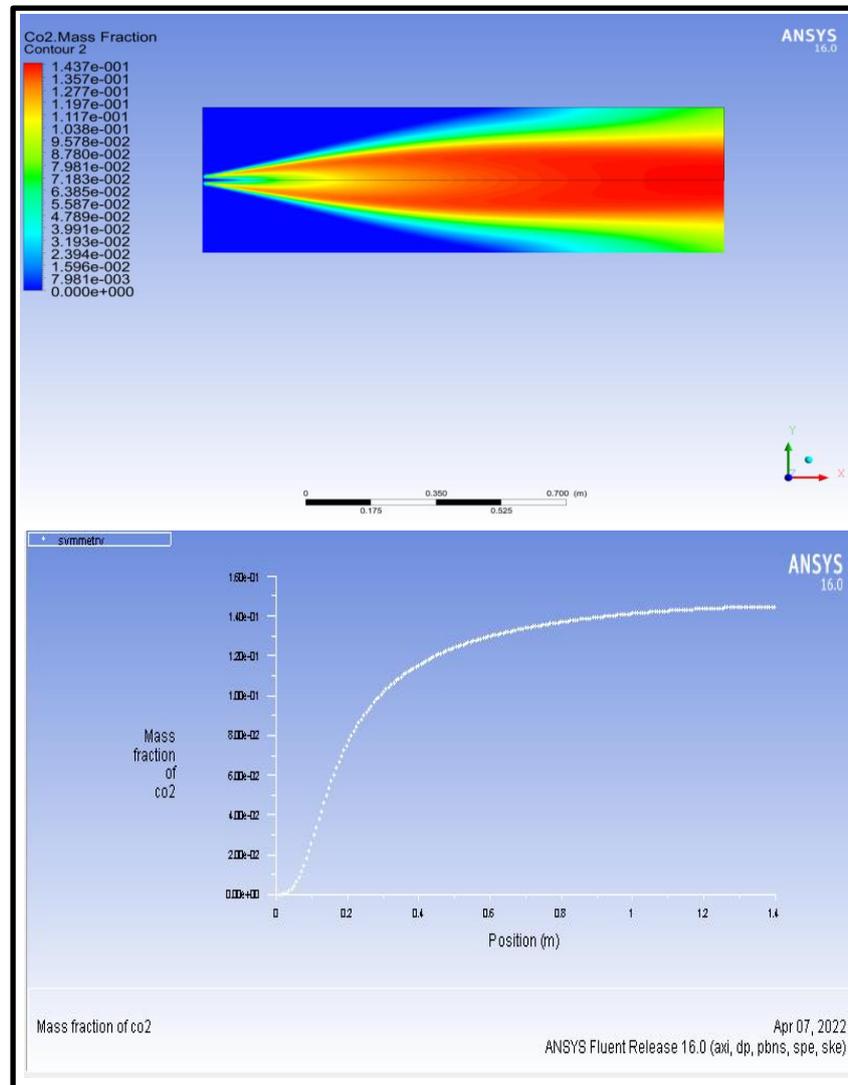


Figure IV .5 : Contours dioxyde de carbone CO₂ pour un écoulement axisymétrique.

On remarque que le CO₂ augmente jusqu'à atteindre une valeur de = **0,14** puis il stabilise. Cette augmentation due au que le CO₂ parmi les produits de la combustion air-méthane et la stabilisation a la fin a une valeur de 0.14 due au fin de combustion.

IV.2.3.4. Fraction massique de H₂O :

La figure (IV.6) représente le contour d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

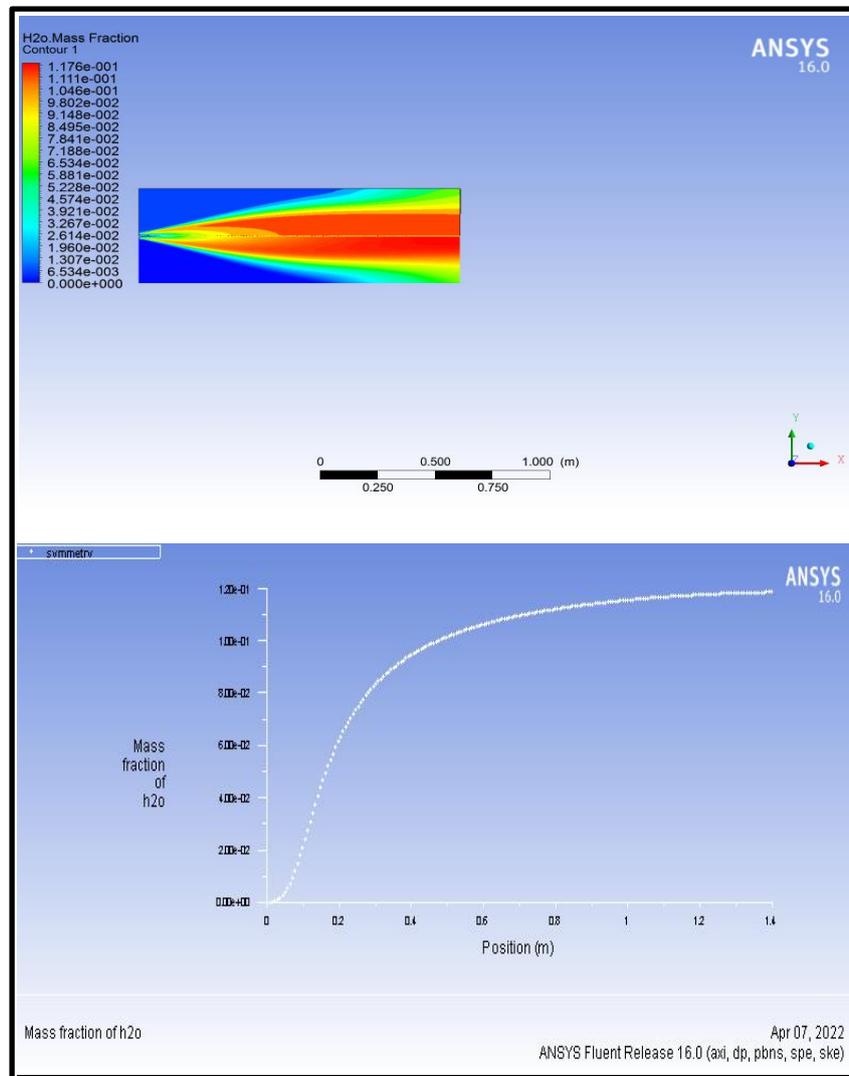


Figure IV.6 : Contours d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du H₂O jusqu'à atteindre la valeur **0.12** puis elle se stabilise.

IV.2.3.5. Fraction massique Azote N₂ :

La figure (IV.7) représente le contour d'azote N₂ pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

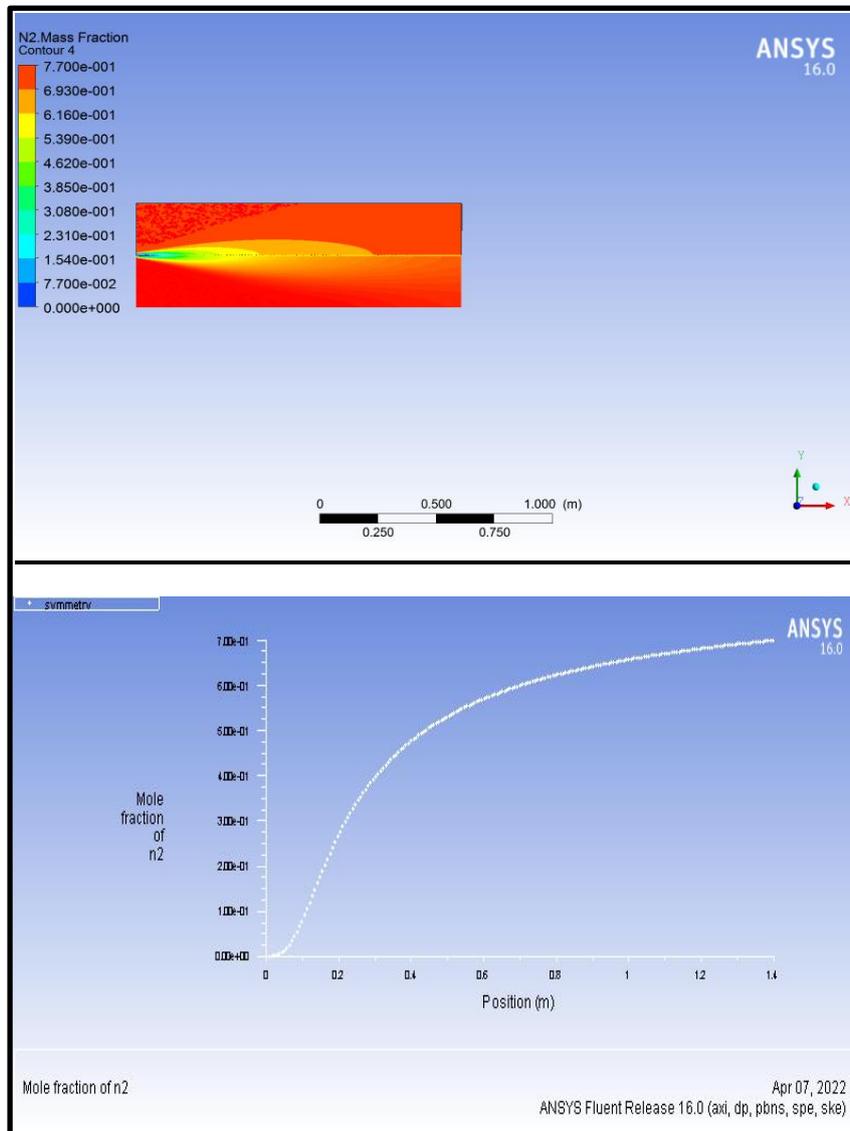


Figure IV.7 : Contours d'azote N₂ pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du N₂ jusqu'à atteindre la valeur **0.77**.

- 2^{ème} cas: $\dot{m}_v = 6 \text{ kg/s}$; $T_{in} = 300 \text{ K}$. $T_{fin} = 1596.02 \text{ k}$

IV.2.4. Champs de Température:

La figure (IV.8) représente le contour de la température en fonction de la position.

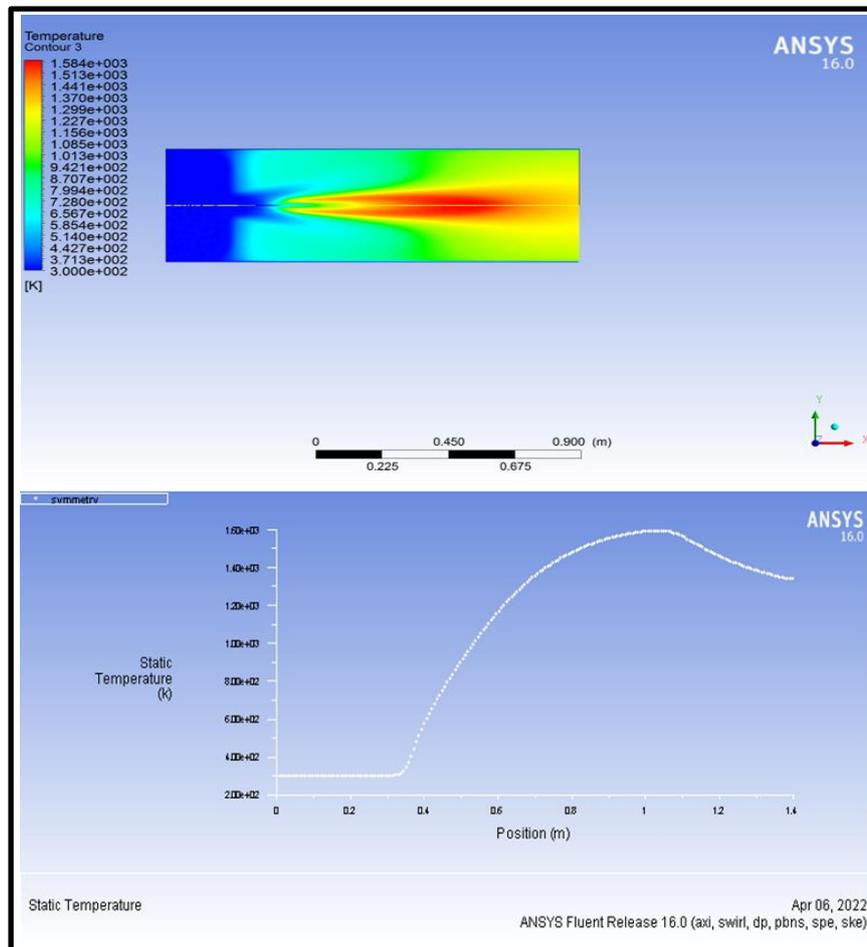


Figure IV. 8 : variation de la température en fonction de la position.

On remarque que la température de la flamme diminue sur le long de la chambre de combustion par rapport 1^{ème} Cas, la température maximale de combustion avec injection de la vapeur d'eau $\dot{m}_v = 6 \text{ kg/s}$ elle atteint une valeur de **1596.02 k**. Ainsi, le rendement d'une turbine augmente et diminue dioxyde d'azote (Nox).

IV.2.5. Champ de vitesse :

La **figure (IV-9)** représente le contour de la vitesse en fonction de la longueur de la chambre de combustion.

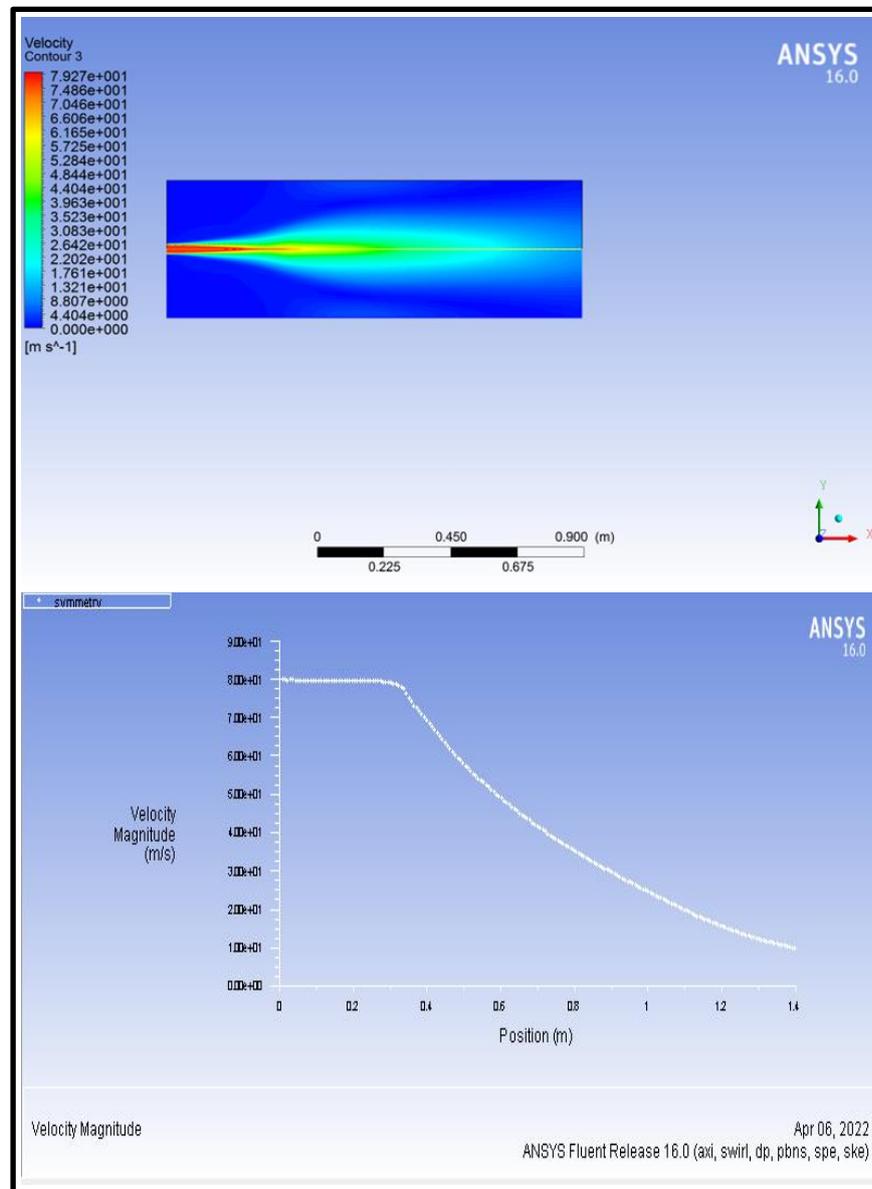


Figure IV. 9: variation de la vitesse en fonction de la position.

On constate que la vitesse du mélange (méthane-air) diminue de sa valeur maximale (presque celle de l'injection CH₄ (**80m/s**)), jusqu'à atteindre une faible vitesse de l'ordre \approx 7m/s (vitesse des gaz brûlés).

IV.2.6. Analyse Les espèces chimiques :

IV.2.6.1. Fraction massique de méthane :

La figure (IV-10) représente le contour du méthane CH₄ pour un écoulement axisymétrique en fonction de la longueur de la chambre a combustion.

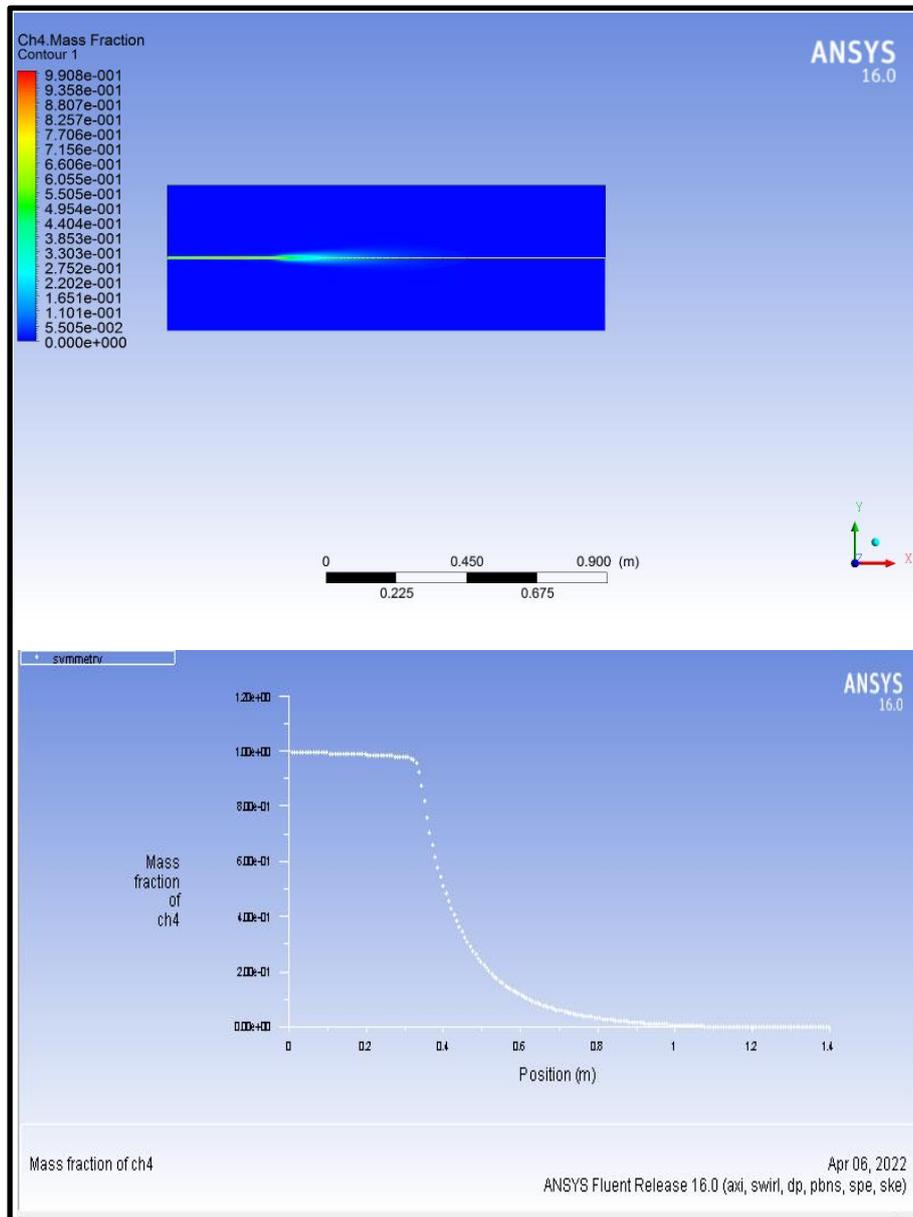


Figure IV. 10: Contours du méthane CH₄ pour écoulement axisymétrique.

On remarque constante la fraction massique de CH₄ jusqu'à 0.4 m, et une diminution de la fraction massique à rest de longueur depuis la valeur **0.99** = 1 jusqu'à atteindre la valeur **0.001**, ce qui confirme que la combustion est presque complète.

IV.2.6.2. Fraction massique d'Oxygène O₂ :

La figure (IV.11) représente le contour d'oxygène O₂ pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur De la CC.

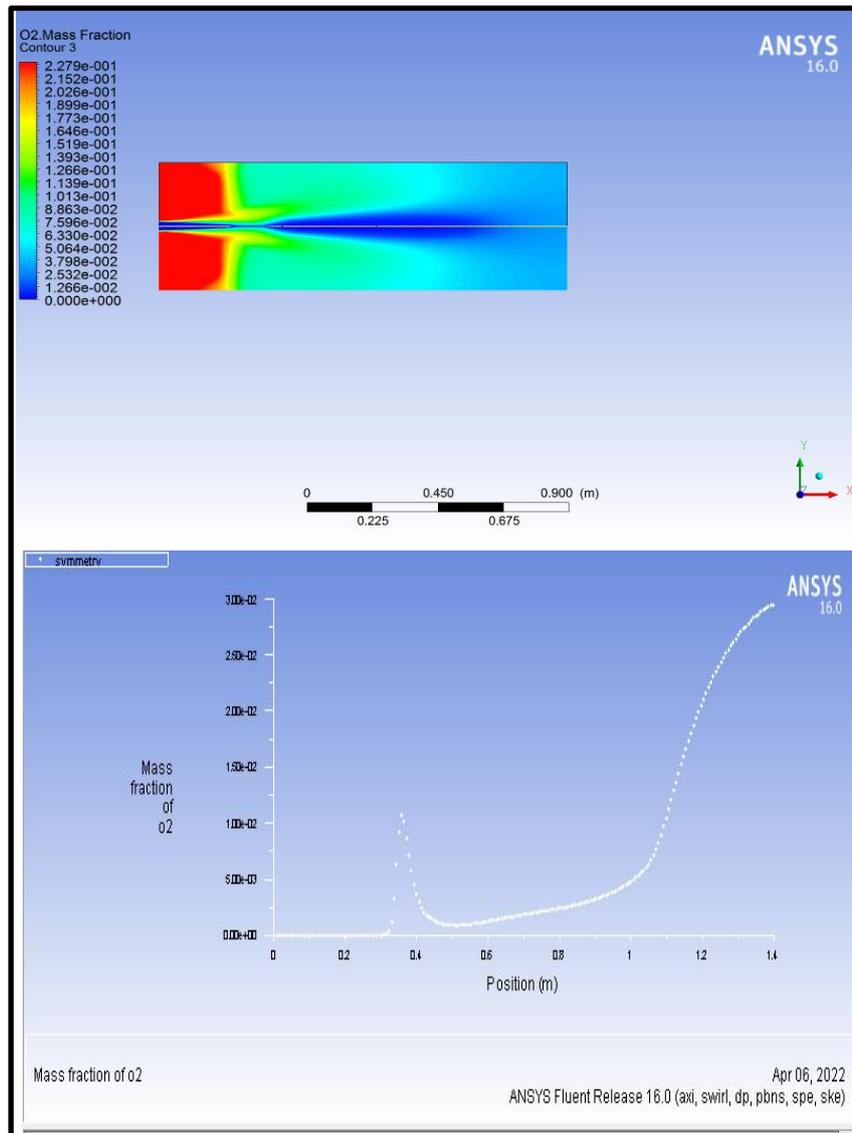


Figure IV. 11 : Contours d'oxygène O₂ pour un écoulement axisymétrique.

Il y'a aussi une diminution de fraction massique semblable à celle du CH₄ jusqu'à la sortie de la chambre à combustion, et aussi en remarque l'augmentation de la fraction massique de O₂ dans les côtés de la chambre à combustion due au l'existence d'un d'excès de O₂ dans la chambre à combustion et ça confirme que la combustion est complète de mélange air-méthane.

IV.2.6.3. Fraction massique dioxyde de carbone de CO₂ :

La figure (IV.12) représente le contour dioxyde de carbone CO₂ pour un écoulement Axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

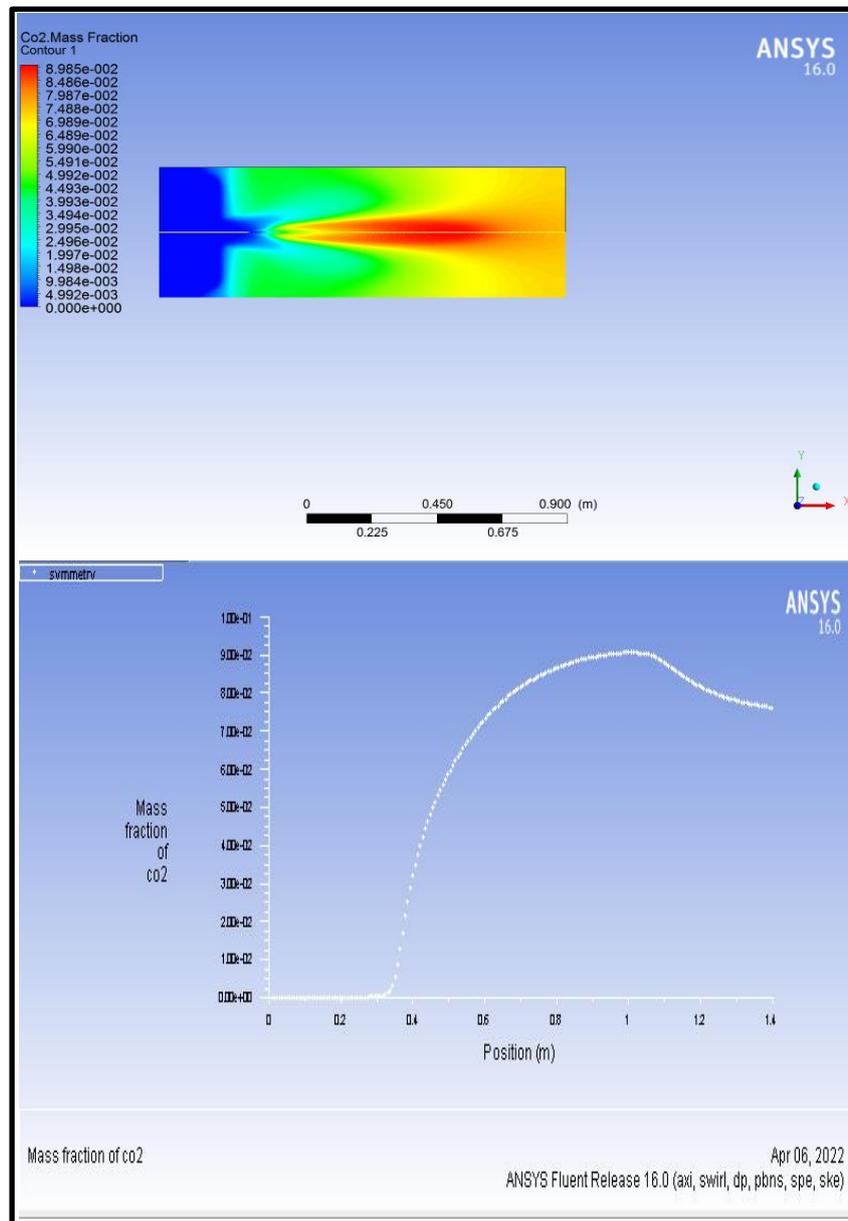


Figure IV.12 : Contours dioxyde de carbone CO₂ pour un écoulement axisymétrique.

On remarque que le CO₂ augmente jusqu'à atteindre une valeur de = **0,0898** puis il stabilise. Cette augmentation due au que le CO₂ parmi les produits de la combustion air-méthane et la stabilisation a la fin a une valeur de **0.0748** due au fin de combustion.

IV.2.6.4. Fraction massique de H₂O :

La figure (IV.13) représente le contour d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

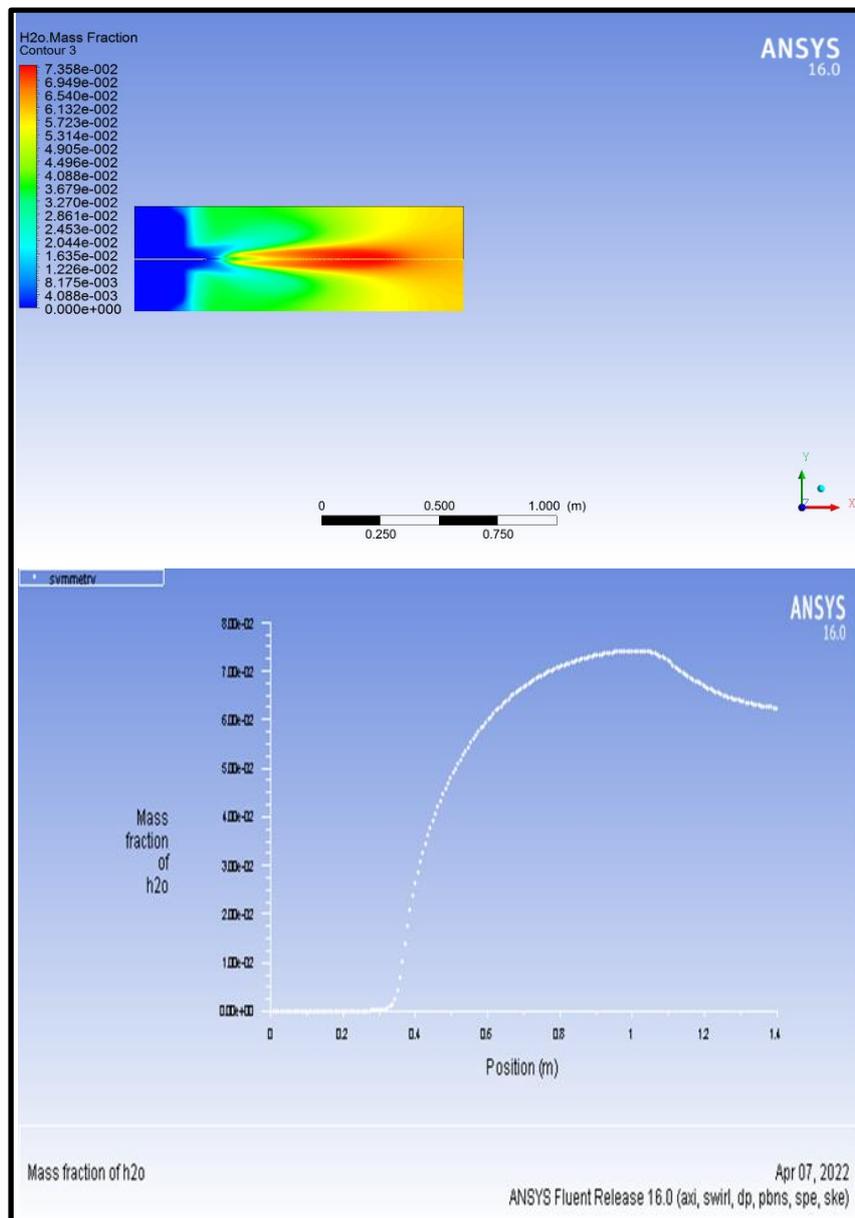


Figure IV.13 : Contours d'eau H₂O pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du H₂O jusqu'à atteindre la valeur **0.0735**, ensuite, il diminue et se stabilise à la valeur **0.0654**.

IV.2.6.5. Fraction massique Azote N2 :

La figure (IV.14) représente le contour d'azote N2 pour un écoulement axisymétrique en fonction de différentes positions à travers la longueur, de la CC.

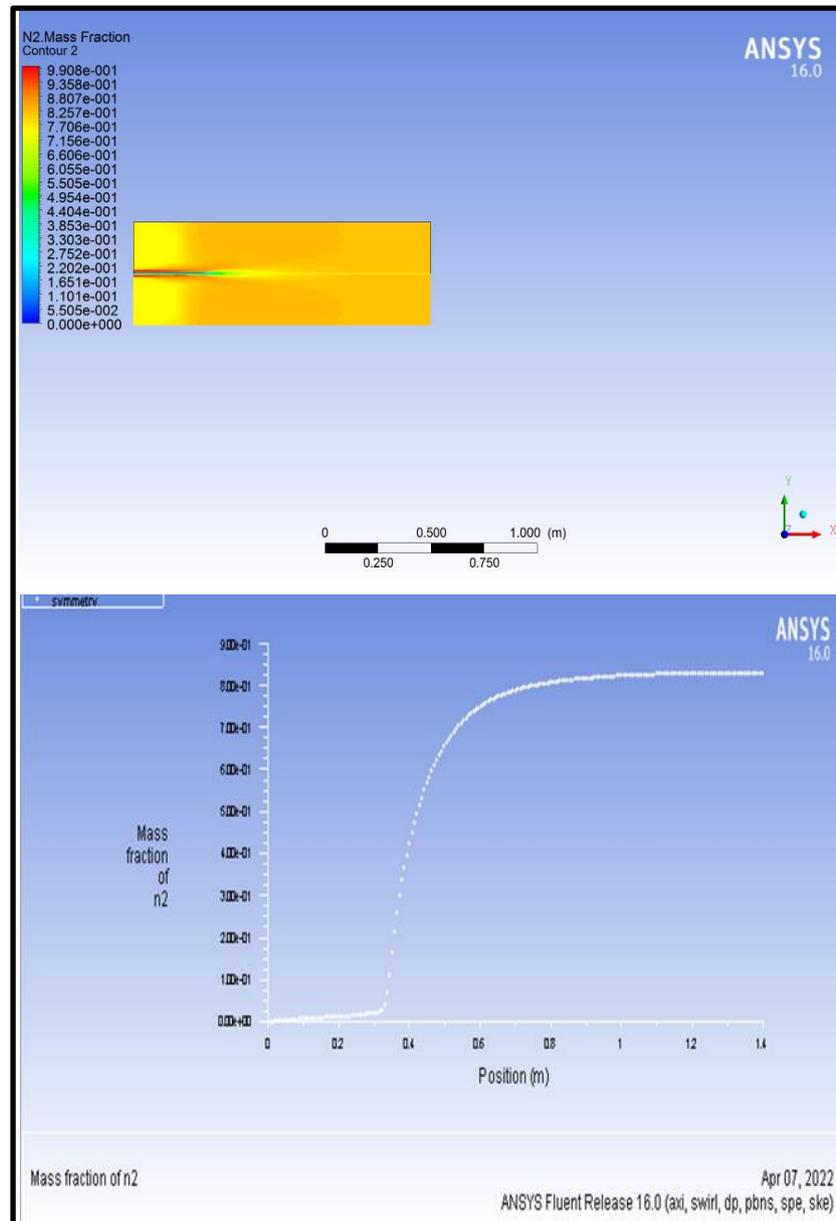


Figure IV .14 : Contours d'azote N₂ pour un écoulement axisymétrique.

On remarque aussi l'augmentation de la fraction massique du N2 jusqu'à atteindre la valeur **0.99**.

IV.2.7. Variation de la température en fonction de la position:

La variation de la température pour les deux cas d'étude (**1er cas sans injection de vapeur et 2eme cas avec injection de vapeur**) de la longueur de la chambre a combustion est représentée dans la figure (IV-15).

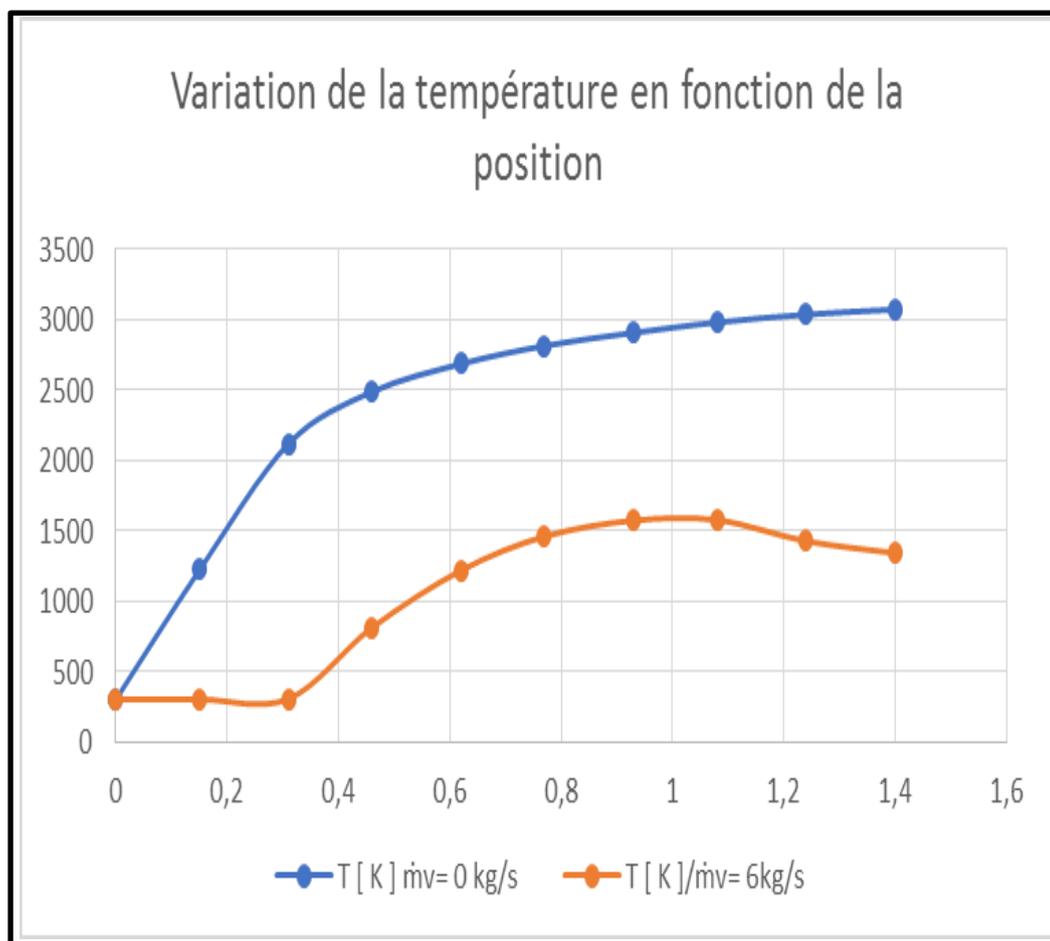


Figure IV.15 : Variation de la température en fonction de la position.

On remarque l'augmentation continue de la température de combustion (méthane-air) le 1er cas (sans injection de vapeur) jusqu'à arriver à une température de **3071,8 k**, ce confirme que la combustion est complète! cependant, le 2eme cas (avec injection de vapeur) on remarque une température inférieure de **1596.02 k** à celle de 1er cas à cause de la vapeur injecté dans la chambre a combustion pour augmenter le rendement de la machine et évité les perte de température dans la chambre a combustion.

IV.2.8. Variation de la vitesse en fonction de la position:

La variation de la vitesse pour les deux cas (sans injection et avec injection de vapeur d'eau) en fonction de la longueur de la chambre à combustion est représentée dans la figure (IV.16).

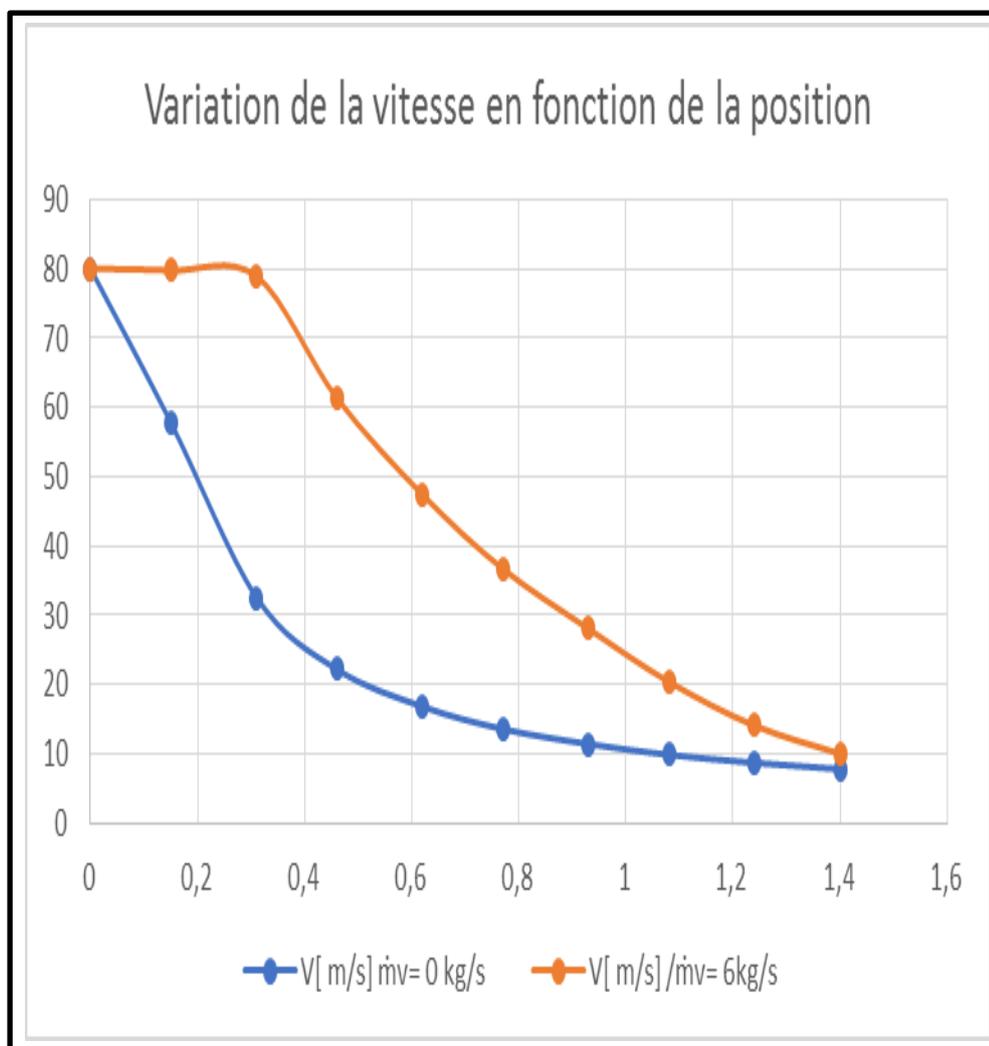


Figure IV.16 : Variation de la vitesse en fonction de la position.

On constate que la vitesse du mélange (méthane –air) diminue de sa valeur maximale (presque celle de l'injection CH_4), jusqu'à atteindre une faible vitesse de l'ordre **7.73** m/s (vitesse des gaz brûlés).

Cette diminution pour cas d'injection de vapeur d'eau est relativement lente par rapport aux cas de combustion sans injection de vapeur (milieu de combustion sec) qui diminuent de façon rapide.

IV.3. Conclusion :

Cette étude nous a permis de voir et constater quelque phénomène dans la chambre de combustion tel que l'évolution de la température, la vitesse du mélange méthane-air, les fractions massique des éléments de combustion (O_2 et CH_4) ainsi les gaz brûlés (CO_2 et H_2O). L'utilisation et l'apprentissage d'un code CFD (fluent largement utilisé) dans le domaine de combustion est un autre objectif important.

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisés dans le monde entier dans la génération des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographique, avec des conditions climatique variable de température et pression, les turbines à gaz sont très sensible à la variation de la température de l'air ambiant de ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions rudes du sud algérien sensible à la variation de la température.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple (Brayton) de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Avec l'augmentation de la température ambiante influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz étudiée.

La réalisation de ce mémoire nous permis d'acquérir des connaissances sur les méthodes d'améliorations des d'efficacités des turbine à gaz. Afin de réaliser cette étude, étudié l'influence du débit de la vapeur injectée en amont de la chambre de combustion sur la puissance utile de cette turbine. Les résultats des calculs thermodynamiques montrent que le rendement thermique d'installation est très largement supérieur que celui des cycles simples.

- [1] D. Chafai, « Calcul énergétique de l'installation combinée de Borj-Chegua pour production d'électricité, Université de Biskra, 2020.
- [2] N. Tennech, Etude énergétique comparative des performances des turbines à gaz, Université de Biskra, Juin 2017.
- [3] M. Mlellouche, « Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5382C de Hassi R'mel par intégration d'un système d'injection d'air », mémoire de master génie mécanique, université de boumerdes, 2017.
- [4] Yunus A.Cengel, Michal A.Boles, Marcel .Lacroix, Thermodynamique une approche pragmatique, Eighth Edition.
- [5] Manuel de formation professionnel «Total », EXP-PR-EQ140-FR, 14/05/2007.
- [6] A. Bouam, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion,» thèse de doctorat, Université Mohammed bouguerra boumerdes, 2009.
- [7] A. Bouam et R. Kadi, «Analyze of gas turbine performances with the presence of the steam water in the combustion chamber,» Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen, n° %1327 – 335, 2007.
- [8] F. Wang et J. Chiou, «Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System,» Energy Conversion and Management, n° %145: 15–26, 2004.
- [9] M.A. Korobitsyn, 1998, “New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles”, ISBN 90 365 1107 0, Cover by Anja Astapova, Amsterdam, © 1998, Printed by Febodruk BV, Enschede.
- [10] Tuzson, J., 1992, « Status of Steam-Injected Gas Turbines», Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114.
- [11] Chiesa, P., Lozza, G., Macchi, E. and Consonni, S., 1995, “An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles: Part B: Water-injected and HAT cycles”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 117(3), 499-508.
- [12] Tuzson, J., 1992, “Status of steam-injected gas turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power”, 114(4), 682-686.

- [13] Michel A. Saad and Dah Yu Cheng, 1997, "The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration", *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 38, No. 15-17, pp. 1637-1646.
- [14] Schorr, M. M., 1992, "NO_x emission control for gas turbines: A 1992 Update on Regulations and Technology", *Proc., 1992 ASME Cogen-Turbo*, Houston, Texas, USA, September 1-3, IGTI-Vol. 7, 1-12.
- [15] M. Aoudache, «Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation des turbine à gaz», mémoire de magister, UMBB université, 2009.
- [16] I. Rahman, «Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review,» *International Journal of Physical Sciences*, 18 February 2011.
- [17] Ondryas IS Wilson DA, «Option in gas turbine power augmentation using inlet air,» *J. Eng. Gas Turbines Power*, Vols. % 1 sur % 2113(2): 203-211, 1991.
- [18] N. Kamal et. A. Zuhair, «Enhancing gas turbine output through inlet air cooling,» *Sudan Eng. Soc. J.*, 2006.
- [19] Sadrameli SM, «Optimum operating conditions for a combined power and cooling,» *Appl. Ener.*, Vols. % 1 sur % 2 84: 254-265, 2007.
- [20] R. Lazzarin, «Le refroidissement évaporatif,» 27e Note d'Information sur les technologies du froid, p. 7, janvier 2015.
- [21] M. Alhazmy et Y. Najjar, «Augmentation of gas turbine performance using air coolers,» *Thermal Engineering*, vol. 24, n° % 1pp 415- 429, 2004.
- [22] T. Mohsen, «limits of inlet air cooling system of gas turbines,» 2005.
- [23] 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° % 130:777-797, 2006.
- [24] L. Powerphse, « Projet Summary Report Turbophase Installation », 2016.
- [25] A. Bouam, S. Aissani & R. Kadri, 2007, « Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda- Maroc.

- [26] A. Moussaoui, A. Zoubir, « Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C », mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, université de Boumerdes, juin 2009.
- [27] A. Benidir, « Calcul énergétique de l'installation hybride pour la production d'électricité », mémoire de fin d'étude de master en systèmes énergétiques et développement durable, Université de Mohamed Khider-Biskra, juin 2013.
- [28] Esias, Mérit T. Degan, « Amélioration des performances des turbines à gaz de la SBEE-étude comparée des méthodes d'injection de brouillard, d'injection de vapeur et de cycle combine », mémoire de fin d'étude de master en génie mécanique, université de d'Abomey-Benin, 2015.
- [29] M. Zodi, A. Laouali, « Simulation numérique d'un cycle combiné », mémoire de fin d'étude de master en génie mécanique, université de Tlecen, 2016.
- [30] A. Malika, « Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation de turbine gaz d'admission » (Mémoire de Magister). Faculté des Sciences de l'Ingénieur Université M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES, 2009.