



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



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme

Master en Génie Mécanique

Option : Systèmes énergétiques et thermiques avancés

Thème :

*Evaluation de la quantité de CO₂ émise par
les turbines à gaz au niveau de la station de
compression sud (Hassi R'mel)*

Promoteur :

Pr: Benkedda Younes

Co-Promoteur :

Mr Chini Zine Elabidine

présenté par :

Hadj Mohamed Abdelkader

Année Universitaire 2011/2012

Nomenclature

Symboles	Désignation	Unités
P_{TT}	Puissance totale de la turbine	kW
P_{ACA}	Puissance absorbée par le compresseur axial	kW
P_U	Puissance utile fournit à la machine réceptrice	kW
P_{CA}	: Puissance totale absorbée par le compresseur axial	kW
P'_{CA}	Puissance absorbée au 16 ^{ème} étage	kW
P''_{CA}	Puissance absorbée au 10 ^{ème} étage	kW
\dot{m}_{air}	Débit d'air total entrant dans le compresseur axial	kg/h
\dot{m} stœchiométrique	débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible	kg/h
$\dot{m}_{air\ refroid}$	Débit d'aire de refroidissement au 10 ^{ème} étage	kg/h
$\dot{m}_{gaz\ réinjecté}$	Débit de gaz réinjecté au centrifuge	kg/h
\dot{m}_C	du combustible consommé par une machine	kg/h
H_2	Enthalpie au point T_2	kJ/kg
H_3	Enthalpie au point T_3	kJ/kg
H_4	Enthalpie au point T_4	kJ/kg
H_5	Enthalpie au point T_5	kJ/kg
H_6	Enthalpie au point T_6	kJ/kg
PCI	Pouvoir calorifique inférieur du combustible	kcal/kg
Q_1	La Chaleur fournie dans la chambre de combustion	kcal/h
Q_2	la chaleur perdue à l'échappement	kcal/h
η_{ChC}	Rendement de la chambre de combustion	%
η_{CA}	Rendement de compresseur axial	%
η_{dt}	Rendement de la détente de la turbine	%
η_{global}	Rendement global de la turbine	%
W_{CA}	Travail total réalisé par le compresseur	kJ/kg
W'_{CA}	Travail réalisé au 16 ^{ème} étage	kJ/kg
W''_{CA}	Travail réalisé au 10 ^{ème} étage	kJ/kg
W_{CompC}	Travail compresseur	kJ/kg
W_u	Travail utile	K cal / kg
P_{Sr}	Pression de l'air au 10 ^{ème} étage	bars
T_{Sr}	Température de l'air au 10 ^{ème} étage	°C
C_p	La chaleur spéciphique a pression constante	k cal/kg °C
C_v	La chaleur spéciphique a volume constant	kcal/kg
C_{pGE}	La chaleur spéciphique des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air	Kcal /kg K
ϵ	Taux de compression	
E	L'excès d'air	%
ρ_{air}	La masse volumique d'air	kg/ m ³
$Y_{i\ GE\ MOLLAIRE}$	Consentration molaire	
$Y_{i\ GE\ MASSIQUE}$	Concerntation massique	
PM_{moy}	Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement	kg/kmol
m_{O2}	La masse d'oxygène	kg
m_{N2}	La masse d'azote	kg
m_{CO2}	La masse d'oxyde de carbone	kg
m_{H2O}	La masse de la vapeur d'eau	kg

Liste des Figures

Figure	Titre	page
I-1	Situation géographique de Hassi R'Mel	1
I-2	la carte géométrique des champs de Hassi R'mel et les sites des modules	7
I-3	Schéma de l'unité	10
II-1	Méthode d'appellation des turbines à gaz	13
II-2	Présentation de la turbine à gaz MS5002B	14
II-3	Vue de l'ensemble rotor turbine H.P. du compresseur	17
II-4	Les chambres des combustions	18
II-5	Ensemble enveloppe de combustion	19
II-6	Chemise de la chambre de combustion	20
II-7	Détecteur de la flamme.	21
II-8	Emplacement des chambres des combustions	21
III-1	Illustration de l'effet de serre	24
III-2	Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur au Québec en 2003	27
III-3	Sources de méthane du secteur agricole au Québec	28
III-4	Sources d'émissions d'oxyde nitreux du secteur agricole	29
III-5	Sources et puits agricole de dioxyde de carbone	30
III-6	Répartition géographique des permis européens d'émettre du CO2 (en %)	31
III-7	Influence de la température ambiante sur la performance de la turbine	33
III-8	Influence de l'altitude sur la turbine	34
III-9	Influence de l'humidité sur les performances de la turbine	35
III-10	Influence d'extraction d'air sur les performances de la turbine	38
IV-1	Schéma d'une turbine a gaz haute Pression (exemple TG 245)	39
IV-2	Compositions et caractéristiques du gaz combustible	44
IV-3	Schéma du compresseur centrifuge	46
IV-4	Schéma du compresseur axial	48
IV-5	Masse d'O2 consommée par constituant (Kg)	53
IV-6	Variation de l'excès d'air en fonction de la température	55
IV-7	Masse de CO2 libérée par constituant (Kg)	58
IV-8	Masse de H2O libérée par constituant (Kg)	59
IV-9	Schéma du bilan matière de la turbine	63
V-1	Schéma d'une turbine a gaz avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement	72
V-2	Diagramme du cycle de récupération d'une turbine à gaz	73
V-3	La variation de Quantité de CO2 et le rendement global de la turbine en fonction de Rendement de l'échangeur	76
V-4	Schéma de principe du cycle combiné	77

Liste des tableaux

Tableau	Titre	page
I-1	Capacité de production des différents modules	6
III-1	Les gaz à effet de serre et leurs sources	25
III-2	Caractéristiques des principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique	26
III-3	Émissions en équivalents CO ₂ des principaux secteurs d'activité du Québec en 2003, présentées selon la méthodologie du Groupe intergouvernemental d'experts sur l'évolution du climat	28
III-4	Les propriétés physico-chimiques du dioxyde de carbone	31
III-5	Influence de pertes de charge à l'admission et l'échappement	37
IV-1	Compositions et caractéristiques du gaz combustible	44
IV-2	Paramètres de marche du compresseur centrifuge	46
IV-3	Masse de l'O ₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible	52
IV-4	Le débit d'air en fonction de la température ambiante	55
IV-5	Quantités de CO ₂ et H ₂ O émises par les gaz d'échappement	58
IV-6	Concentrations et poids moléculaire des gaz d'échappement	59-60
IV-7	Quantités des gaz d'échappement émises	64
IV-8	l'influence de débit de combustible et quantité de CO ₂ en fonction de la température ambiante	65
IV-9	Résultats de calcul des paramètres de fonctionnement	66
IV-10	Débit d'émissions calculé par an au niveau de la Station obtenu par calcul	68
IV-111	Quantités des émissions de CO ₂ au niveau de la région de Hassi R'mel	69
V-1	La variation de certain paramètre en fonction de rendement de l'échangeur	76

SOMMAIRE

I- Présentation du champ de Hassi R'mel	1
I- 1.Description de la région industrielle de Hassi R'mel	1
I-1.1 Introduction	1
I- 1.2 Situation géographique	1
I-1.3 Historique du champ de Hassi R'mel	2
I-1.4 Développement du champ de Hassi-R'mel	3
I-1.5 Installations gazières à Hassi-R'mel	4
I-1.6 Organisation de la direction régionale de hassi r'mel	4
I-1.7 Capacité de production actuelle :	6
I)-2 Description De La Station De Compression Sud	7
I-2.1 Généralités	7
I-2.2 Capacité de la station	8
I-2.3 Caractéristiques de fonctionnement de la station :	8
I-2.4 Description du processus :	8
I-2.5 procédés de traitement du gaz	9
I-2.5.1 Procède Pritchard	9
I-2.5.2 procédé Hudson	9
II-Description de la turbine MS5002b	10
II-1 Introduction	11
II-2 Historique des turbines à gaz	11
II-2.1 Où utilisant en les turbines à gaz	12
II-2.2 Types de turbines à gaz	12
II-2.3 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	13
II-3 Présentation de la turbine a gaz ms 5002b	14
II-3.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002B	15
II-3.2 Principes de fonctionnement	16
II-4 Sections principales de la turbine	16
II-4.1 Section compresseur	16
II-4.2 Section de combustion	17
II-4.2.1 L'enveloppe de combustion	18
II-4.2.2 Chambre de combustion	19
II-4.3 Section de la turbine	22
II-3.4 Section d'échappement	22
III- Gaz à effet de serre	23
III-1 Introduction	23
III-2 L'effet de serre	24

III-3 Les gaz à effet de serre (GES) et leurs sources	25
III-3.1 Caractéristiques des principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique	26
III-3.2 Sources et puits agricole de gaz à effet de serre	27
III-3.2.1 Le méthane	28
III-3.2.2 L'oxyde nitreux	29
III-3.2.3 Le dioxyde de carbone	30
III-4 Propriétés du dioxyde de carbone	31
III-5 Répartition géographique des permis européens d'émettre du CO2	31
III-6 Réduction des émissions de dioxyde de carbone et séquestration du carbone	32
III-7 Influence d'agents externes sur les performances de la turbine	32
III-7.1 Lorsque la température d'admission du compresseur augmente	33
III-7.2 Dans le cas où la pression atmosphérique diminuerait par rapport à la valeur de la pression de référence ISO	34
III-7.3 Influence de l'humidité sur les performances de la turbine	34
III-8 Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine a gaz	35
III-8.1 Chute de pression dans la section d'admission du compresseur	36
III-8.2 Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine	36
III-8.3 Extraction d'air du compresseur axial	37
IV- Calcule de la quantité de CO2	39
IV -1 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz	41
IV-1.2 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit du combustible	42
IV-1.2.1 calcule de L'enthalpie	43
IV-1.2.2 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine BP	46
IV -1.2.2.1 la chaleur spécifique moyenne de gaz compresseur centrifuge.	47
IV -1.2.2.2 Le Travail de compression centrifuge	47
IV-1.2.2.3 la puissance Utile	47
IV-1.2.3 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial	47
IV-1.2.3.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16ème étage	47
IV-1.2.3.2 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial TS :	48
IV-1.2.3.3 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial TS	50
IV-2 Recalcul de l'enthalpie H4 en tenant compte du débit de combustible (H'4)	51
IV-2.1 Détermination du débit d'air stœchiométrique	51
IV-2.1.1 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible	52
IV-2.1.2 Détermination de la valeur de l'excès d'air	53
IV-2.1.3 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement	56
IV-3 Détermination du débit d'air en excès d'air pour 1kg de combustible	57
IV-4 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement	57
IV-4.1 Détermination de la quantité d'O2 émise par 1Kg de combustible	57
IV-4.2 Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible	57
IV-4.3 Détermination des quantités de CO2 et de H2O émises	58
IV-4.4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement	59
IV.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement	60
IV-6 Détermination de la température sortie chambre de combustion T3 r	60

IV-6.1 Détermination de l'enthalpie H3	60
IV-6.2 Calcul de T3	61
IV-7 Détermination de la température théorique T4 th	61
IV-7.1 Calculons δ au point T3	61
IV-7.1.1 Détermination de CP	61
IV-7.1.2 Détermination de CV T3	61
IV-8 Détermination du rendement de la détente de la turbine	62
IV-9 Détermination du rendement global de la turbine	62
IV-9.1 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion	62
IV-9.2 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement	62
IV-9.3 La chaleur perdue à l'échappement	63
IV-10 Détermination du débit des fumées émis par la turbine	63
IV-11 Les différents paramètres qui influent directement et indirectement sur la quantité d'émission de CO2	65
IV-12 Les différents résultats de calcul obtenus pour Tamb = 16°C sont représentés dans le tableau ci-dessous	66
IV-13 Calcul de la quantité de CO2 annuelle émise au niveau de la Station de Compression Sud	67
IV-14 Estimation des quantités d'émission de CO2 au niveau de la région de Hassi R'mel	69
V- Les solutions proposées pour réduire la quantité de CO2	70
V-1 Introduction	70
V-2 Solution(1) : Réduction de l'émission du CO2 par l'optimisation des paramètres de marche de la turbine à gaz	71
V-3 Solution(2) : Cycle de turbine à gaz avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement (installation d'un réchauffeur d'air	71
V-3.1 Calcul de la quantité émise du CO2 avec l'installation du réchauffeur	74
V-3.2 Calcul du débit de combustible consommé avec $\eta_T = 31.27\%$	75
V-3.3 Calcul de la quantité de CO2 émise avec $\eta_T = 31.27\%$	75
V-4 Solution (3) : Cycle combiné	77

REMERCIEMENT

→ En préambule à ce mémoire, je remercie Dieu, notre créateur, qui m'a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.

Je souhaitais adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

→ Je tiens à remercier sincèrement Monsieur Benkedda Younes, qui, en tant que Promoteur de mémoire, s'est toujours montré à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi pour l'inspiration, l'aide et le temps qu'il a bien voulu me consacrer et sans qui ce mémoire n'aurait jamais vu le jour.

→ Mes remerciements s'adressent également à Monsieur Chini Zine Elabidine, en tant que co-promoteur et chef d'ingénieurs dans l'entreprise Algérienne Sonatrach (Hassi R'mel), pour sa générosité et la grande patience dont il a su faire preuve malgré ses charges académiques et professionnelles.

→ J'exprime ma gratitude à tous les consultants et internautes rencontrés lors des recherches effectuées et qui ont accepté de répondre à mes questions avec gentillesse.

→ Je n'oublie pas mes parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.

→ Enfin, j'adresse mes plus sincères remerciements à tous mes proches et amis, qui m'ont toujours soutenu et encouragé au cours de la réalisation de ce mémoire.

Merci à tous et à toutes.



Dédicace

Je dédie ce mémoire, le fruit de mes études

à :

* mes très chers parents, mon père et ma mère, pour leurs amours, leurs sacrifices, et leurs encouragements durant toutes mes années d'études, et que grâce à dieu et à eux que j'ai pu réaliser l'un de mes rêves.

* A ma soeur unique Naziha

* A mes deux frères Yacine et Kamel

* A Notre Chouchou ISSSEF

* A mes grands parents

* A tout mes amis

* A mes cousines et mes cousins sans exception surtout Baya, Abir, Radia, Mezoua et Mousaab

* a toute La famille Hadj Mohamed surtout mes tantes Malika et Nabila



Resumé :

Au niveau de station de compression sud à Hassi R'mel - Sonatrach, il existe une énorme énergie perdue par les gaz d'échappement. Dans l'objectif de protéger l'environnement et diminuer la quantité de CO₂ émise par les turbines à gaz, une étude thermodynamique détaillée a été abordée dans ce travail. La présentation de la situation géographique de Hassi R'mel, puis une description de la turbine à gaz 5002b, consiste à proposer l'élimination de la quantité de CO₂ émise.

Abstract :

At compressor station in south-Sonatrach Rassi R'Mel, there is a huge energy lost by the exhaust gases .With the aim of protecting the environment and reduce the amounts offCO₂ emitted by gas turbines, a thermodynamic study was discussed in detail in this work. Tresentation of the location of Hassi R'mel, followed by a description of the gas turbine 5002b is to propose the elimination of the amount of CO₂ emitted.

التلخيص :

في إحدى محطات الضغط بجنوب حاسي رمل ، سوناطراك . هناك طاقة ضخمة مفقودة من غازات التوربينات . بهدف حماية البيئة و الحد من كمية ثنائي اكسيد الكربون المنبعث من غازات التوربينات , و جهت تفاصيل الدراسة الحرارية في هذا العمل . عرض المنطقة الصناعية حاسي رمل و وصف توربينات الغاز من نوع 5002ب , وهو إقتراح للقضاء على كمية ثاني اكسيد الكربون المنطلق .

L'ÉTAT DE L'ART

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu de la facilité d'adaptation, du faible rapport coût puissance unitaire développée et une large gamme de régimes de fonctionnement.

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, sont incorporées aux groupes déjà fonctionnels et ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et d'étendre leurs champs d'application et ont ainsi conduit à une augmentation de la durée de vie, à l'allongement des intervalles d'entretiens, à l'amélioration du rendement et par conséquent à l'augmentation de la puissance générée.

Des progrès de conceptions des turbines à gaz ont permis d'atteindre des résultats très importants dans la construction de ce type de machines dont nous citons des recherches actuelles particulières, de différents volets soit :

[13] : Le but de cette thèse est l'estimation de la réactivité chimique des gaz de combustion à haute température sur les performances globales des turbines à gaz aéronautiques et terrestres. L'étude est caractérisée par la modélisation fine de la cinétique chimique couplée à un modèle simplifié des gaz à travers une turbine de détente. Les simulations sont présentées pour différents niveaux de températures à l'entrée de la turbine.

Les résultats de différentes simulations montrent l'impact non négligeable tant sur le plan technologique que sur le plan environnemental.

L'application de cette étude est la contribution à l'élaboration d'outils de modélisation fine des turbines à gaz pour des applications touchant les domaines aéronautique, de production d'électricité, la propulsion marine, la co-génération.

[14] : L'objectif de cette étude est de représenter le comportement non linéaire des contraintes et des déformations sur une structure complexe avec le recours au calcul des

structures par éléments finies , il a été étudié l'influence de la perforation sur le comportement et la durée de vie des pièces, et en application des aubes de turbine.

[15] : L'objet de cette présentation est l'optimisation du rendement des moteurs et machines thermiques en réduisant de manière drastique leurs sources de nuisance.

[16] : l'étude est fait pour justifier le choix du passage vers la nouvelle technologie par la présentation des plusieurs profits gagnés en terme de durée de vie, de disponibilité des machines, de puissance,...etc.

L'étude est concentrée sur les parties de la turbine soumises au changement dans la région concernée (TFT) Tin Fouye Tabankort. Hassi Messaoud.

[17] : Développement d'un modèle mathématique pour prédire le comportement des cycles combinés et le développement d'une méthode pour optimiser les paramètres de conception basé sur le modèle précédent.

Introduction générale

Avant d'évaluer les quantités de CO₂ émises vers l'atmosphère au niveau de la région de Hassi R'mel, il convient de comprendre leur ampleur sur l'environnement,

Au cours de l'ère industrielle, la concentration atmosphérique des gaz à effet de serre a augmenté de façon exponentielle. Cette augmentation est essentiellement due aux activités humaines. Quatre vingt pour cent de la production énergétique mondiale provient, en effet, de la combustion d'énergie fossile (charbon, pétrole et gaz) qui libère, entre autres, de grandes quantités de CO₂ dans l'atmosphère. A ces émissions d'origines industrielles s'ajoutent les émissions associées à la déforestation par brûlis, qui entraînent l'émission vers l'atmosphère de carbone préalablement stocké dans la biomasse végétale. Les activités humaines provoquent également le rejet dans l'atmosphère d'autres gaz à effet de serre comme le méthane, l'ozone, les chlorofluorocarbones. Une grande quantité de CO₂ émise par les turbines a gaz au niveau de Hassi R'mel.

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple.

A cet effet, nous avons pris des caractéristiques d'une turbine à gaz Nouvo Pignone MS5002b comme machine d'application de notre programme. Ce travail permettra l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat de fonctionnement sur les performances de cet équipement.

L'objectif de ce travail, qui s'inscrit dans le cadre d'un projet de fin d'étude sur l'évaluation de la quantité de CO₂ émise par les turbines à gaz. L'influence des conditions ambiantes sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence pour diminuer cette quantité.

Le présent travail est en Cinq chapitres.

Dans le premier chapitre, une description du champ de Hassi R'mel , notamment sa situation géographique, sa capacité de production

Des généralités sur les turbines à gaz concernant la comparaison entre les différentes Catégories et une description détaillée de la turbine à gaz MS5002b, utilisée au niveau du champ de Hassi R'mel, a été abordée dans le deuxième chapitre,

Le troisième chapitre sur les gaz a effet de serre et leurs sources puis la réduction des émissions d'oxyde de carbone et la séquestration du carbone

Le quatrième chapitre sera consacré à l'étude thermodynamique du cycle de la turbine a gaz MS5002b. Un calcul détaillé a été présenté, dans un premier temps, avec les conditions de fonctionnement ISO tout en prenant en considération tous les facteurs influençant de près ou de loin les performances de la turbine, notamment le débit du combustible et le débit d'air soutiré au niveau du dixième étage du compresseur axial.

Dans le cinquième et dernier chapitre, Des solutions proposées pour réduire la quantité de CO₂ avec une installation de réchauffeur et avec un cycle combiné

I- Présentation du champ de Hassi R'mel

I- 1 Description de la région industrielle de Hassi R'mel : [7]

I-1.1 Introduction

L'énergie occupe une place primordiale dans le développement économique en Algérie qui dépend essentiellement de la valorisation des hydrocarbures. Le gaz naturel joue un rôle énergétique croissant dans le monde, l'importance de ses réserves et les avantages qu'il présente sur le bilan de l'environnement favorisent son utilisation, notamment dans les secteurs à forte valeur ajoutée: industrie de précision, production d'électricité, ... Il est composé essentiellement du méthane et contient des proportions décroissantes de tous les hydrocarbures saturés en plus de l'azote, du gaz carbonique et de l'eau. Mais, les coûts Toute fois élevés et représentent un handicap.

I-1.2 Situation géographique :

Le gisement de Hassi R'mel est situé à 525 km au sud d'Alger, entre les Wilayas de Ghardaïa et Laghouat (**Fig. I-1**). Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750m au dessus du niveau de la mer, Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver, les amplitudes thermique sont importantes varient de -5°C à 45°C .

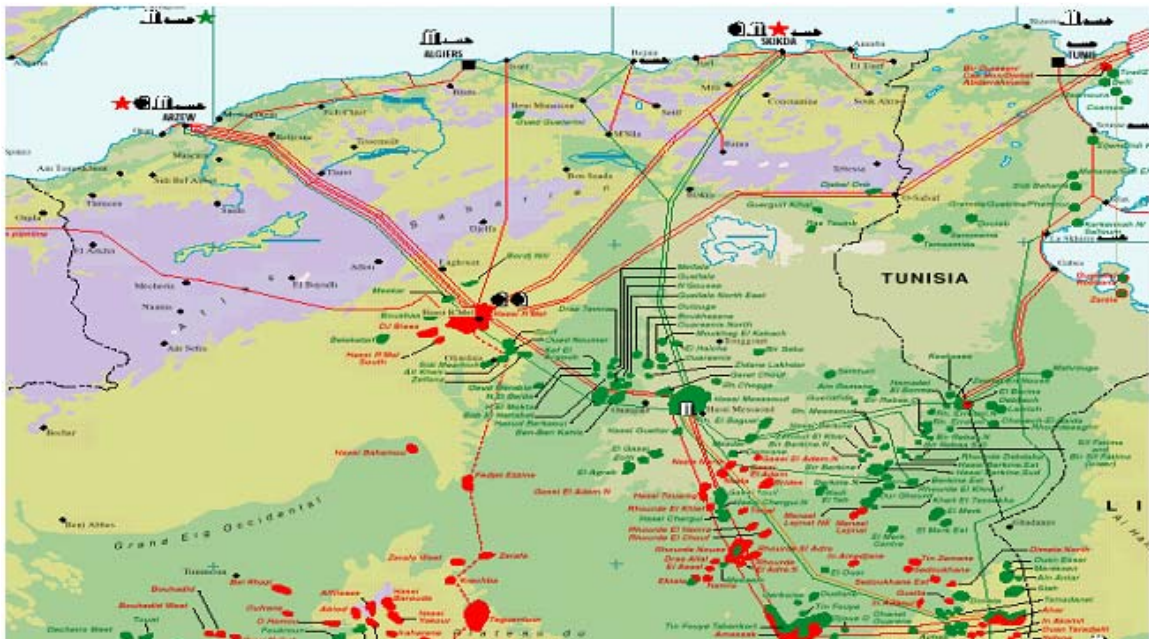


Fig. I-1: Situation géographique de Hassi R'Mel

I-1.3 Historique du champ de Hassi R'mel :

La première campagne intéressant la région a eu lieu en 1951, le forage du premier puit d'exploitation a eu lieu en 1952 à quelques Km de BERRIANE. Dans le champ de Hassi-R'mel, le premier puits HR1 a été foré en 1956 sous le sommet de l'anticlinal que constitue le gisement de Hassi R'mel. Ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât dans le trias gréseux sous une pression de 310 atm et 90°C. La profondeur atteinte est de 2332m, révélant la présence d'un réservoir de gaz humide.

Réservoir A :

S'étend sur tout le champ de Hassi R'mel, son épaisseur varie sur l'ensemble du champ de 15 à 30m. Ses caractéristiques sont

- Porosité : 15%
- Perméabilité: 270.10^{-3} Darcys.
- Teneur en eau : 24%

Réservoir B:

Il est limité à la zone centrale et la zone nord du champ. Ses caractéristiques sont :

- Porosité : 15%
- Perméabilité : 250.10^{-3} Darcys
- Teneur en eau: 28%

Réservoir C:

Il s'étend sur la majeure partie du champ sauf la zone sud, c'est le plus épais des trois niveaux et le plus important. Ses caractéristiques sont :

- Porosité : 08%
- Perméabilité: 800.10^{-3} Darcys.
- Teneur en eau: 13%.

✚ Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue de 3500 Km² (70 Km de long sur 50 Km de large).

✚ Les réserves trouvées en place sont évaluées à plus de $2,8.10^{12}$ m³.

I-1.4 Développement du champ de Hassi-R'mel :

Le développement de Hassi- R'Mel s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement, plus de 3000 milliards de m³ ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays.

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de Hassi R'mel :

a. Première étape :

- 1961 : Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 milliards de m³ par an, cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz en 1964.
- 1969 : Cette capacité est portée à 4 milliards de m³ par an.

b. Deuxième étape :

La capacité de traitement du champ de Hassi R'mel atteint, après la nationalisation des hydrocarbures en 1971, 14 milliards de m³ par an.

c. Troisième étape :

Cette période a permis de concrétiser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répondre aux besoins énergétiques du pays ainsi qu'aux besoins de notre partenaire. Ce plan a permis également de doter Hassi-R'mel d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

I-1.5 Installations gazières à Hassi-R'mel :

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide.

Les installations mises en œuvre sont comme suit (voir Fig. I-2) :

➤ *SECTEUR CENTRE:*

- -Module 0 : unité de traitement de gaz
- -Module 1 : unité de traitement de gaz
- -Module 4 : unité de traitement de gaz
- -CSTF : centre de stockage, de transfert et de facilité.

➤ *SECTEUR NORD :*

- -Module 3 : unité de traitement de gaz
- -SCN : station de compression Nord

➤ *SECTEUR SUD :*

- -Module 2 : unité de traitement de gaz
- -CTG Djebel Bissa
- -CTG Sud
- -SCS Station de compression Sud.

I-1.6 Organisation de la direction régionale de hassi r'mel :

Le champ gazier de Hassi R'mel est rattaché à la division production de Sonatrach. Elle se compose de plusieurs directions et divisions et aux sections qui exécutent des tâches liées directement à la production des hydrocarbures.

Toutes ces structures, directions et divisions qui sont coordonnées par la direction régionale sont le lieu d'établissement, de réalisation et de suivi des programmes détaillés de production et d'expédition dans le cadre des prévisions établies en collaboration par le département PED (pétroleum engineering and développement).

A/-Direction engineering et production :

Elle a pour objectif l'organisation et la mise en oeuvre des services techniques opérationnels et d'interventions sur toutes les installations ainsi que le CTH (centre de traitement de l'huile).

Elle gère l'activité de production en amont des unités de production, (puits de gaz et de pétrole) ainsi que leur entretien.

B/- Direction exploitation :

Elle assure la réalisation du programme de production, d'exploitation des unités et d'injection des hydrocarbures établis pour la région.

C/- Direction maintenance :

Elle est chargée de la planification, le développement, l'organisation et la mise en oeuvre des services de maintenance pétrolière, besoins actuels et futur de la région. Dans les différentes activités : mécanique, électromécanique, instrumentation, et télécommunication.

D/- Direction technique :

Elle s'occupe de la maintenance des réseaux et les collectes du transport de gaz et de la réalisation de nouveaux projets.

E/- Direction logistique :

Elle lance les projets dans le secteur de soutien et réalise les travaux non pétroliers, en l'occurrence de génie civil, entretien des locaux, électricité, bâtiments, plomberie et climatisation ainsi que le transport, et maintenance des véhicules et engins, production d'eau potable et industrielle.

I-1.7 Capacité de production actuelle :

Le développement final du champ a permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

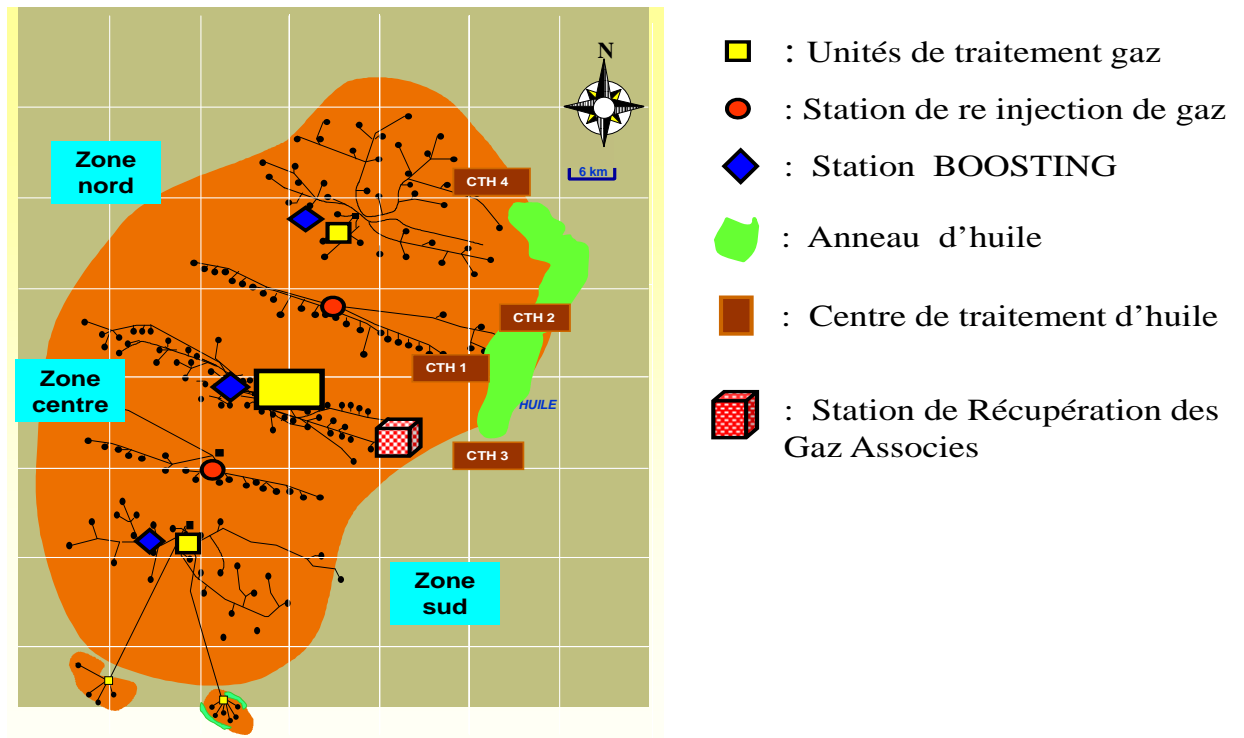
- ✓ 126.72 milliards de mètre cubes de gaz par an.
- ✓ 12 millions de tonne de condensât par an.
- ✓ 3.5 millions de tonnes de GPL par an.
- ✓ 700 milles tonnes de pétrole brut par an.

Produits	Modules 1, 2, 3, 4	Module 0	Djebel Bissa
Gaz sec(10^6 Nm ³ /J)	60	30	6
Condensât (T/ J)	4800	2500	360
GPL (T / J)	1800	900	-

Tableau I-1. Capacité de production des différents modules.

Zones de production :

Fig. I-2: la carte géométrique des champs de Hassi R'mel et les sites des modules

I-2 Description De La Station De Compression SudI-2.1 Généralités :

Les stations de compression sud sont conçues pour comprimer le gaz provenant des installations de traitement de gaz (MPP2,) et le réinjecter dans le sous-sol (la nappe gazière de Hassi R'mel). La réinjection a pour but de:

- Maintenir la pression du gaz dans le réseau de distribution national et international à 70 bars.
- Eviter de torcher le gaz et le perdre inutilement.
- Maintenir la pression du gisement élevée afin de récupérer Je maximum de liquide (condensât et GPL).

I-2.2 Capacité de la station:

Le débit de la station est d'environ 3 387 884 m³ /h ou 2 969 940 kg/h pour un poids moléculaire de gaz égal à 18,84 g et de 3 787 884 m³/hou 3 153 105 kg/h pour un poids moléculaire de 20 g de gaz.

I-2.3 Caractéristiques de fonctionnement de la station :

- Pression du gaz à l'entrée de la station 70 bars
- Température du gaz à l'entrée de la station 45 °C
- Pression du gaz à la sortie de la station 350 bars
- Température du gaz à la sortie de la station 100°C

I-2.4 Description du processus :

La station de compression est étudiée pour comprimer le gaz jusqu'à 350 bars.

La compression est réalisée en deux étages avec un refroidissement intermédiaire. L'étage basse pression comprime le gaz jusqu'à 150 bars et l'étage haute pression jusqu'à 350 bars.

La station comporte 9 lignes de compression en parallèle (voire Fig. I-3)

Chaque étage est réalisé en utilisant neufs compresseurs centrifuges de type "Barrel" installés en parallèle.

Il est prévu un collecteur intermédiaire auquel sont reliés les refoulements des neufs compresseurs du premier étage et l'aspiration des neufs compresseurs du deuxième étage, ainsi qu'un collecteur final recevant le refoulement des neufs compresseurs du deuxième étage.

Chaque compresseur est entraîné par une turbine à gaz bi-arbres, modèle MS 5002B (Construite par NUOVO PIGNONE sous licence GENERAL ELECTRIC) à travers un multiplicateur de vitesse.

Les unités de compression sont installées dans des enceintes acoustiques pourvues d'un système de ventilation spécial pour réduire la chaleur produite par les machines. Ces unités sont groupées 4 bâtiments en préfabriqué et aérés par des ventilateurs placés sur le toit dans 4 bâtiments en préfabriqué et aérés par des ventilateurs placés sur le toit.

I-2.5 procédés de traitement du gaz :

Ils sont multiples et le choix de l'un des procédés se base sur les critères suivants :

- Qualité de l'effluent brut ;
- Taux de récupération des hydrocarbures liquides ;
- Coûts d'investissement.

Dans la région de Hassi R'mel, on utilise deux types des procédés de traitement de gaz :

I-2.5.1 Procède Pritchard :

Il est basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique et par des détentes successives avec l'utilisation d'une boucle de propane comme système de refroidissement afin d'atteindre en fin de cycle des températures voisines de (-23 °C) pour la récupération optimale des fractions liquides. C'est un procédé ancien, il est utilisé au niveau des anciens modules MPP 0 et MPP I

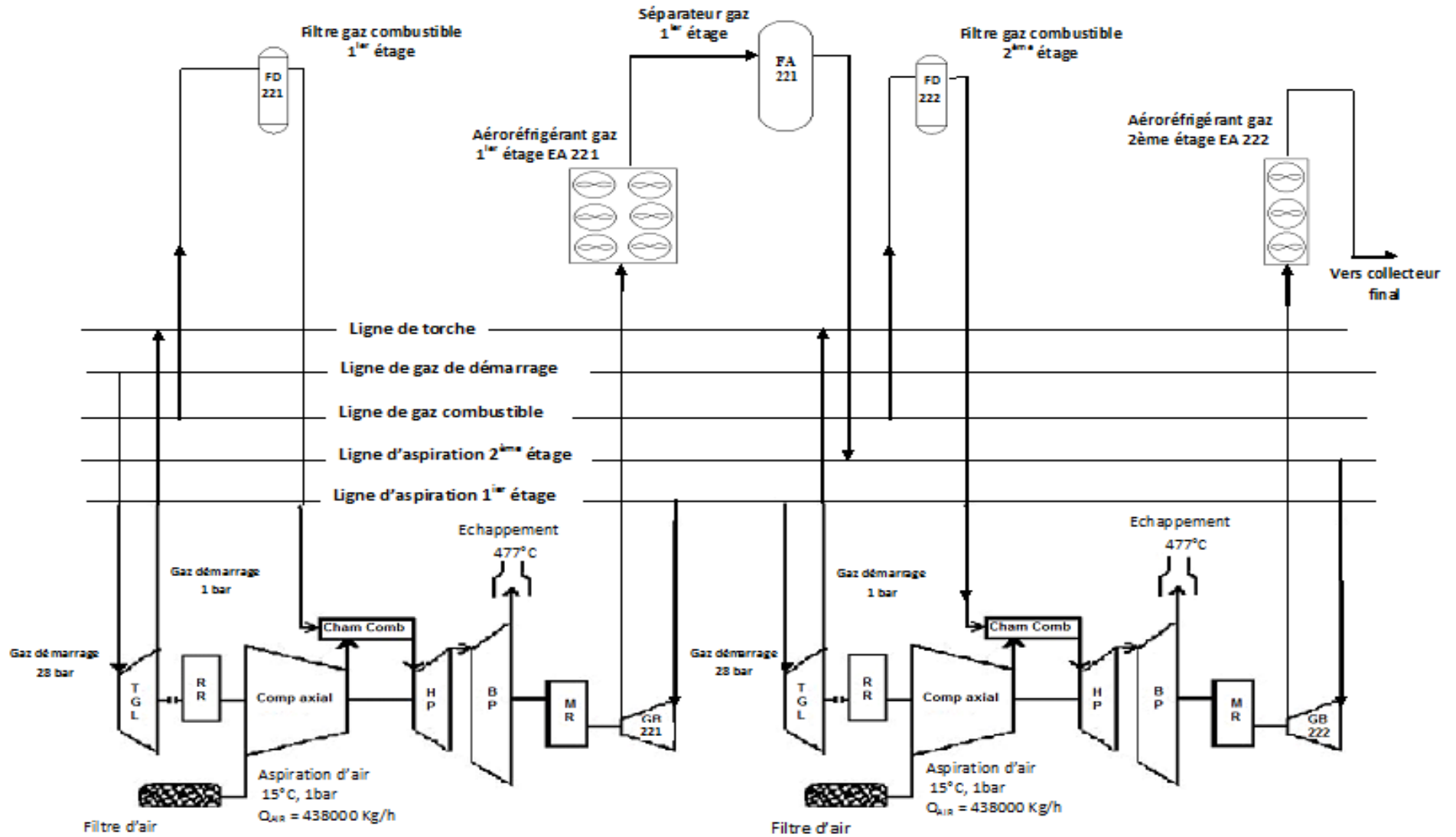
I-2.5.2 procédé Hudson :

Basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique au moyen des échangeurs de chaleur gaz/gaz abaissant la température de 40 °c à - 6 °c par une série de détentes complètes. Une détente réalisée par la vanne Joule Thomson qui permet d'atteindre un niveau de température de - 6 °c à - 15 °C, ainsi qu'une grande détente isentropique dans le turbo-expander de 100 à 66 bars; ce qui provoque une chute de température de - 16 °c à - 37 °C. Ce procédé est le plus performant, il permet une meilleure récupération des hydrocarbures liquides utilisés dans les trois trains A, B et C et dispose d'un système de refroidissement autonome.

I-2-6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le site de Hassi R'mel où une description et quelques statistiques ont été données et qui ont montré le rôle stratégique de ce site tant au niveau national qu'international. Par la suite, une description détaillée de la station de compression sud

Fig. I-3 Schéma de l'unité



II-Description de la turbine MS5002b

II-1 Introduction :

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. De tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant; elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion d'un combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut un compresseur, un alternateur,...etc.

II-2 Historique des turbines à gaz : [1]

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40; elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 4500HP, a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès réalisés dans le coté métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permet des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, rendement, longévité,...etc.

Trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

1^e génération : $760 < T_{\max} < 950$;

2^e génération : $955 < T_{\max} < 1124$;

3^e génération : $1149 < T_{\max} < 1288$;

Evidement, l'augmentation de la température d'entrée première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine LM6000)

II-2.1 Où utilisant-en les turbines à gaz? : [1]

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

Appareils fixes :

- Générateur d'électricité ;
- Compresseurs ;
- Pompes ;

Appareils mobiles :

- Chemin de fer ;
- Propulsion maritime ;
- Aviation ;

II-2.2 Types de turbines à gaz : [1]

L'objectif pour le quel on utilise la turbine à gaz définit son type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre; elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...); elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans le quel elles sont utilisées; dans ce troisième type la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

Appellation des turbines à gaz :

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme : **MS** xx x xx x x (Fig. II-1).

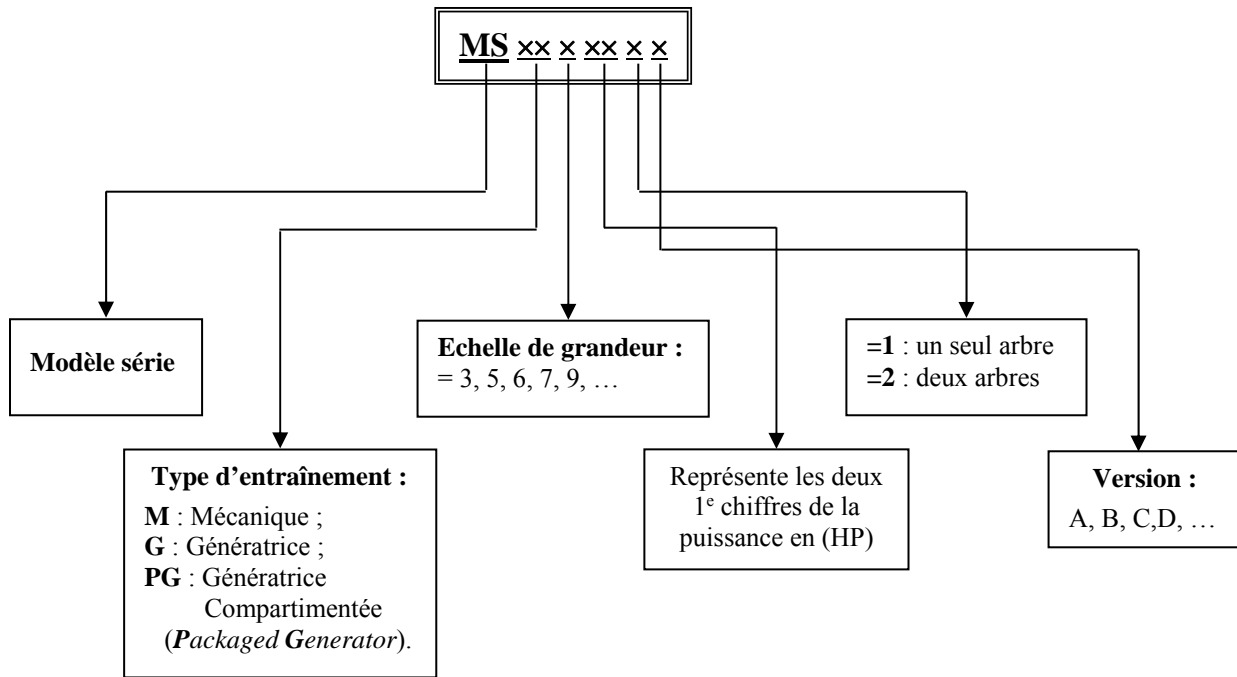


Fig. II-1 Méthode d'appellation des turbines à gaz

Remarque : L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002B, MS 9001B,... etc., en s'intéressant pas à la puissance développée.

II-2.3 Avantages et inconvénients des turbines à gaz : [1]

Avantage :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé;
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue;
- Démarrage facile même à grand froid;
- Diversité de combustible pour le fonctionnement;
- Possibilité de fonctionnement à faible charge ou même à vide.

Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel;
- temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel

II-3 Présentation de la turbine a gaz Ms 5002b [2]

La turbine à gaz modèle MS 5002 est une turbine à entraînement mécanique, à deux arbres qui fonctionne suivant un cycle simple.

Elle est employée pour entraîner un compresseur centrifuge utilisé pour comprimer le gaz naturel.

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composants essentiels :

- ✓ Compresseur a écoulement axial
- ✓ Partie combustion.
- ✓ Turbine.

La turbine à gaz est constituée d'un compresseur axial à 16 étages et 12 chambres de combustion et deux roues indépendantes mécaniquement.

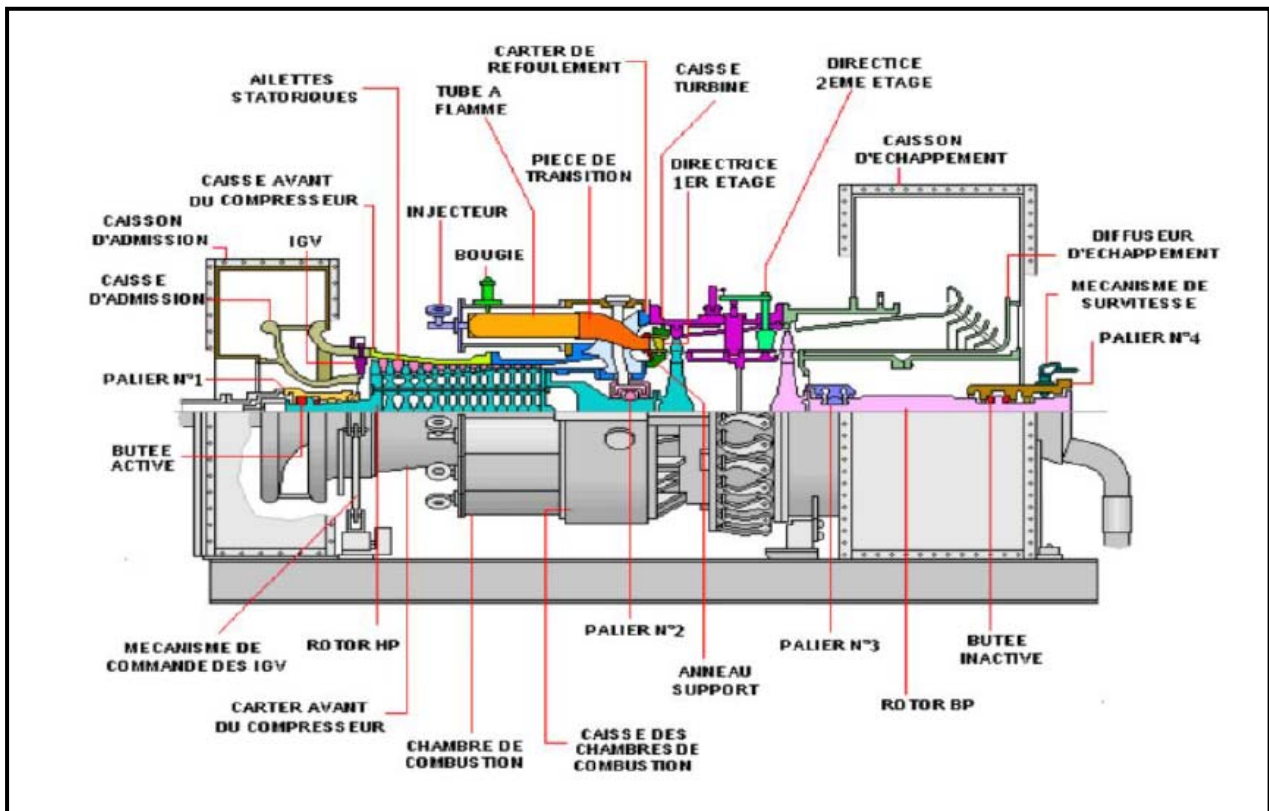


Fig. II-2 : Présentation de la turbine à gaz MS5002B.

II-3.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002B [2]

- Marque.....	GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model.....	MS 5002B
- Cycle.....	Simple
- Rotation de l'arbre	Sens anti-horaire
- Type de fonctionnement	Continu
- Vitesse de l'arbre HP.....	5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP.....	4670 tr/min
- Commande.....	MARK V
- Température à l'échappement.....	505°C
- Débit carburant	2.314 m ³ /s
- Système de démarrage	Turbine à détente
- Rendement thermique	≈ 28%
- Atténuation du bruit.....	silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales

Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO)

- Sortie de base.....	35000 HP
- Température d'aspiration.....	15°C
- Pression à l'admission	1 bar
- Humidité	60%

Section de la turbine

- Nombre des étages de la turbine.....	02
- Plan de joint.....	bride horizontale
- Directrice du premier étage.....	fixe
- Directrice du deuxième étage.....	variable

Section de combustion

- Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses
- Configuration des chambres.....concentrique autour du compresseur
- CombustibleGaz naturel
- Bougies d'allumage.....deux, types à électrode d'injection ressort auto rétractant
- Détecteur de flamme.....deux, type ultraviolet

Ensemble paliers

- Quantité..... 04
- Lubrification.....sous pression.

II-3.2 Principes de fonctionnement [2]

Avant l'alimentation et le démarrage de la turbine à gaz, le rotor du compresseur/turbine haute pression est mis en rotation au moyen d'un dispositif de démarrage (turbine de lancement) jusqu'à lui faire atteindre la vitesse d'allumage (20% de sa vitesse nominale) et en même temps l'aider à atteindre une vitesse d'auto-soutènement.

L'air atmosphérique aux conditions de température et de pression ambiante est aspiré et comprimé par le compresseur axial à 16 étages puis acheminé vers les chambres de combustion. La combustion à pression constante se produit continuellement jusqu'à ce que le combustible soit sectionné, on obtient ainsi des gaz chauds à haute pression dont la détente à travers les roues de la turbine jusqu'à atteindre la pression atmosphérique, effectuant la transformation mécanique, la première roue dite roue HP est destinée uniquement à l'entraînement du compresseur axial et les accessoires attelés à l'arbre tandis que la deuxième roue dite BP (roue de puissance) est reliée à l'arbre qu'on appelle basse pression BP destinée à entraîner le compresseur centrifuge.

II-4 Sections principales de la turbine [2]**II-4.1 Section compresseur**

Le compresseur à flux axial se compose du rotor de compresseur et du carter qui comporte les 16 étages du compresseur, les aubes variables à l'admission IGV et deux déflecteurs de sortie EGV.

Dans le compresseur, l'air est confiné dans l'espace qui sépare le rotor et les aubages du stator, ou il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes alternativement tournantes (rotor) et stationnaires (stator) qui ont un profil aérodynamique.

Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chacun des stades du compresseur et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans l'étage suivant du rotor, sous l'angle qui convient.

L'air comprimé sort par le carter de refoulement du compresseur et entre dans la chambre de combustion.

L'air de compresseur sert également pour le refroidissement et l'étanchéité de la turbine.

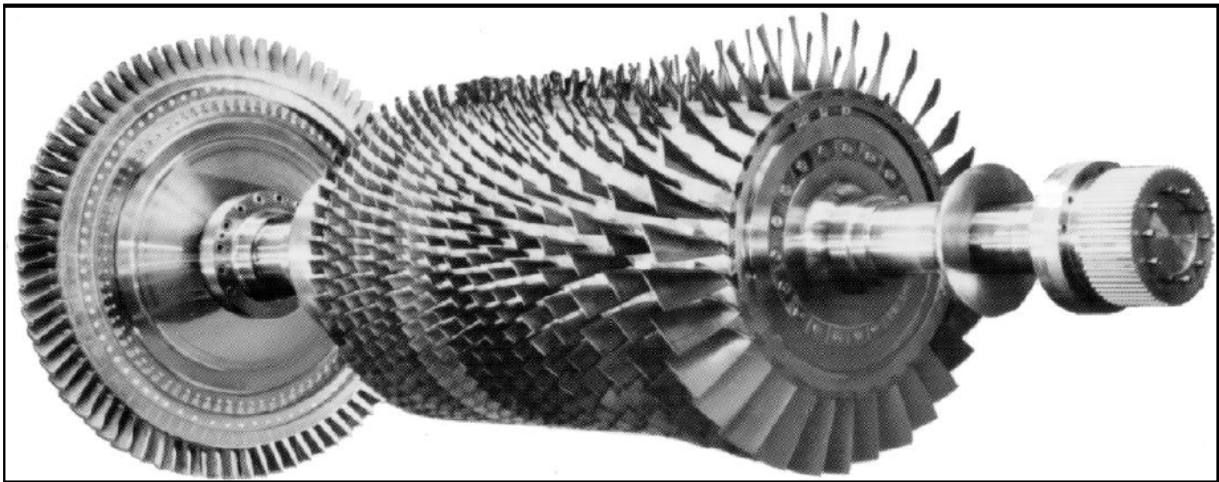


Fig. II-3 : Vue de l'ensemble rotor turbine H.P. du compresseur

II-4.2 Section de combustion

La section combustion de la turbine à gaz se compose de carter des chambres de combustion, tubes à flammes, de douze ensembles de pièces de transition, de douze injecteurs de combustible, de deux bougies, de deux détecteurs de flamme, de douze tubes d'interconnexion.

Le carter des chambres de combustion est un élément soudé qui entoure la partie arrière du carter du refoulement du compresseur et reçoit l'air du refoulement du compresseur axial.

Le combustible est envoyé dans chaque tube à flamme des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans le chapeau du tube à flamme.

La combustion du mélange air gaz est déclenchés par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans l'une des douze chambres, les gaz chauds de combustion passent dans les tubes d'interconnexion et vont allumer le mélange air gaz des autres chambres.

Les tubes d'interconnexion relient les douze chambres de combustion entre elle et permettant à la flamme de la chambre allumée de se propager dans les autres chambres.

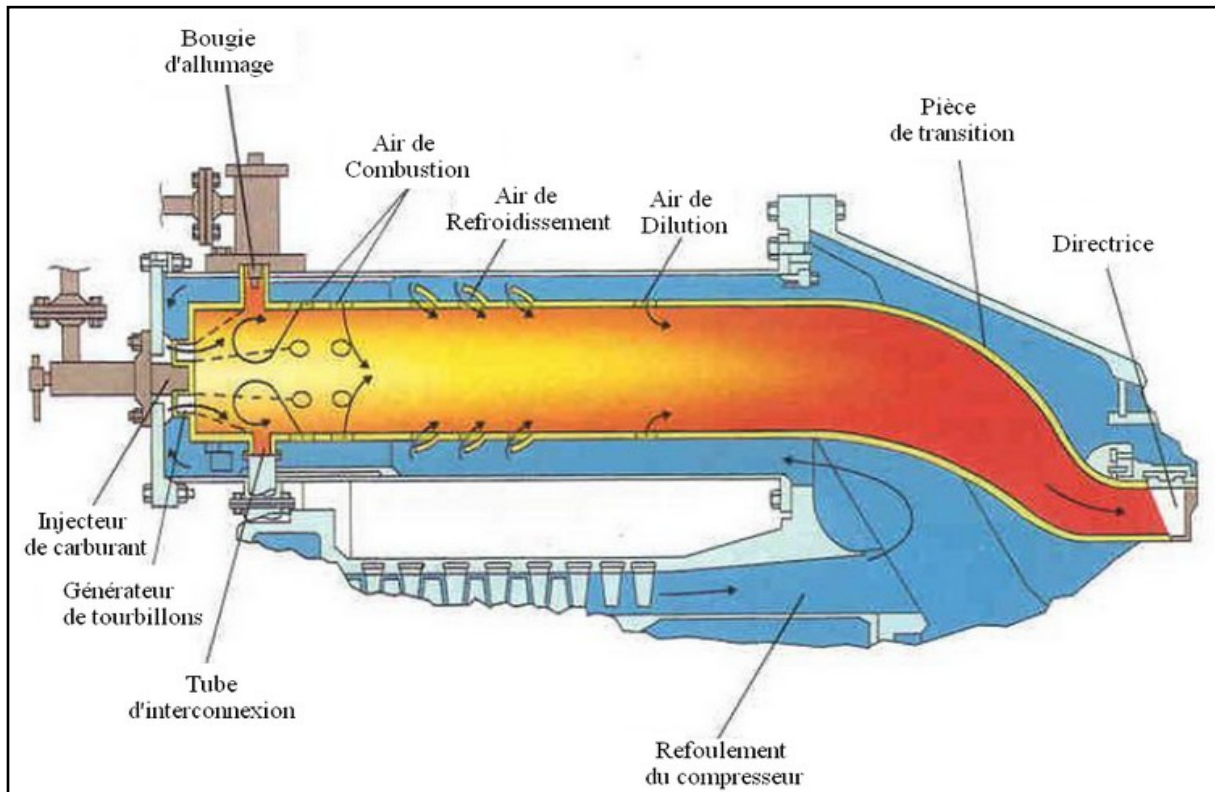


Fig. II -4 : Les chambres des combustions [3]

II-4.2.1 L'enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion supporte les douze chambres de combustion et contient les pièces de transition .C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement de compresseur à flux axial et le transfert dans les chambres de combustion.

La moitié supérieure et la moitié inférieure de l'enveloppe de combustion sont montées autour de la partie arrière du carter de refoulement du compresseur.

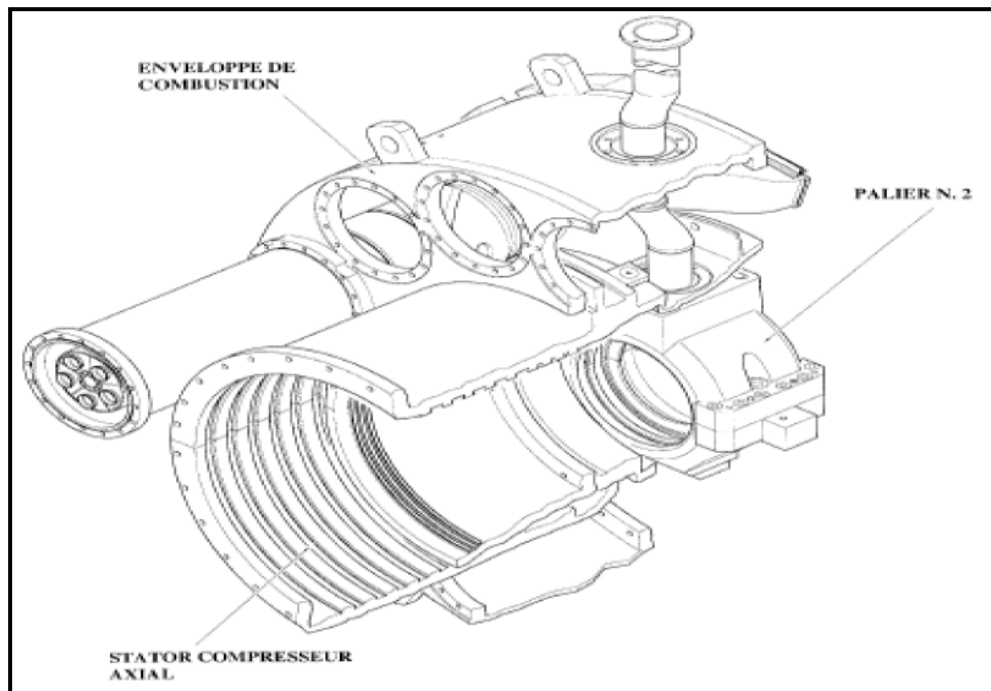


Fig. II-5 : Ensemble enveloppe de combustion [2]

II-4.2.2 Chambre de combustion

Les douze chambres de combustion sont toutes montées sur le carter de combustion et reliées entre elle par les tubes d'interconnexion. Les ensembles chapeaux tubes à flamme se trouvent à l'intérieur de chaque chambre. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles des chambres de combustion pénétrant dans les chambres et alimentant en combustible.

Pendant le service, l'air de compresseur va dans le carter des chambres de combustion et dans l'espace annulaire, qui sépare le tube à flamme de la pièce de transition.

Les détecteurs de flammes installés dans deux des chambres, envoient le signal au système de commande pour lui indiquer qu'il y a un allumage.

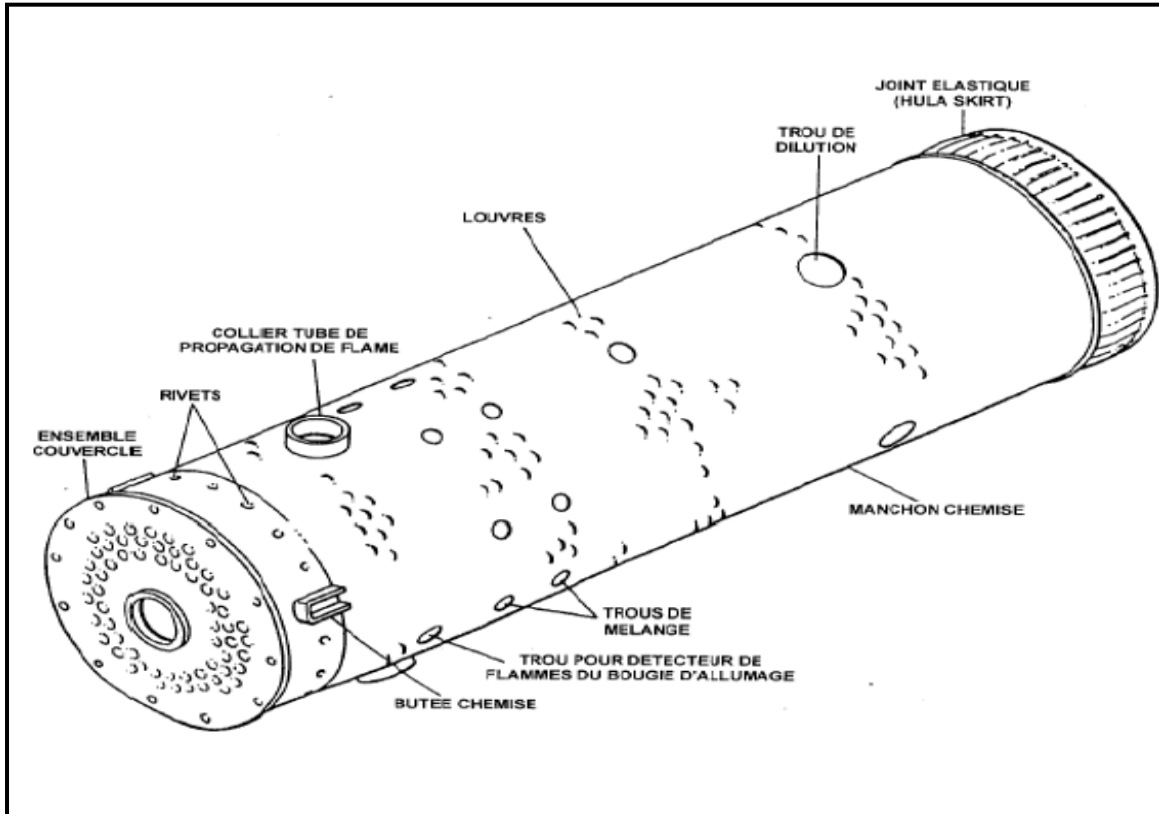


Fig. II -6 : Chemise de la chambre de combustion [2]

❖ bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode.

Deux bougies sont installées dans chacune des chambres de combustion 1 et 12, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage.

Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexion.

❖ détecteur de flamme ultraviolette

Pendant les séquences de lancement, on envoie une indication de la présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme. Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émis par la flamme aux hydrocarbures.

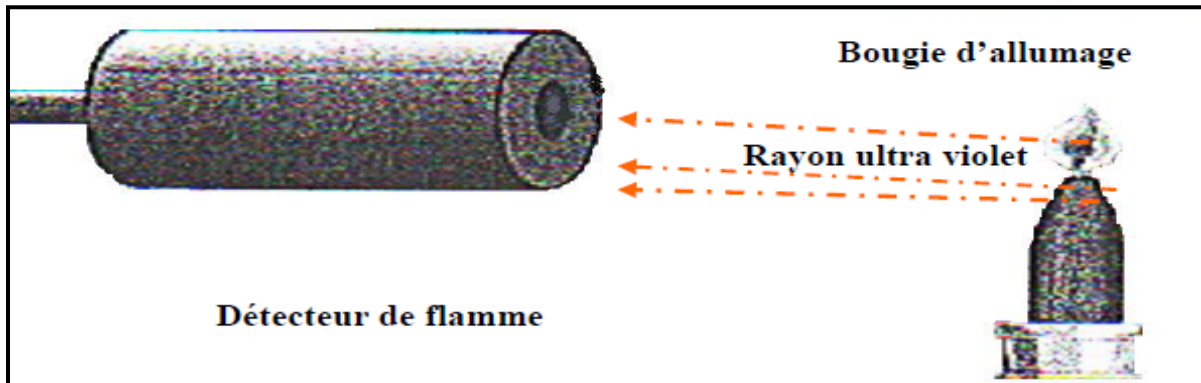


Fig. II-7 : Détecteur de la flamme.

❖ Injecteurs de combustible

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui jette une quantité mesurée de combustible dans la chambre de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au rebord extérieur du bout des injecteurs de combustible.

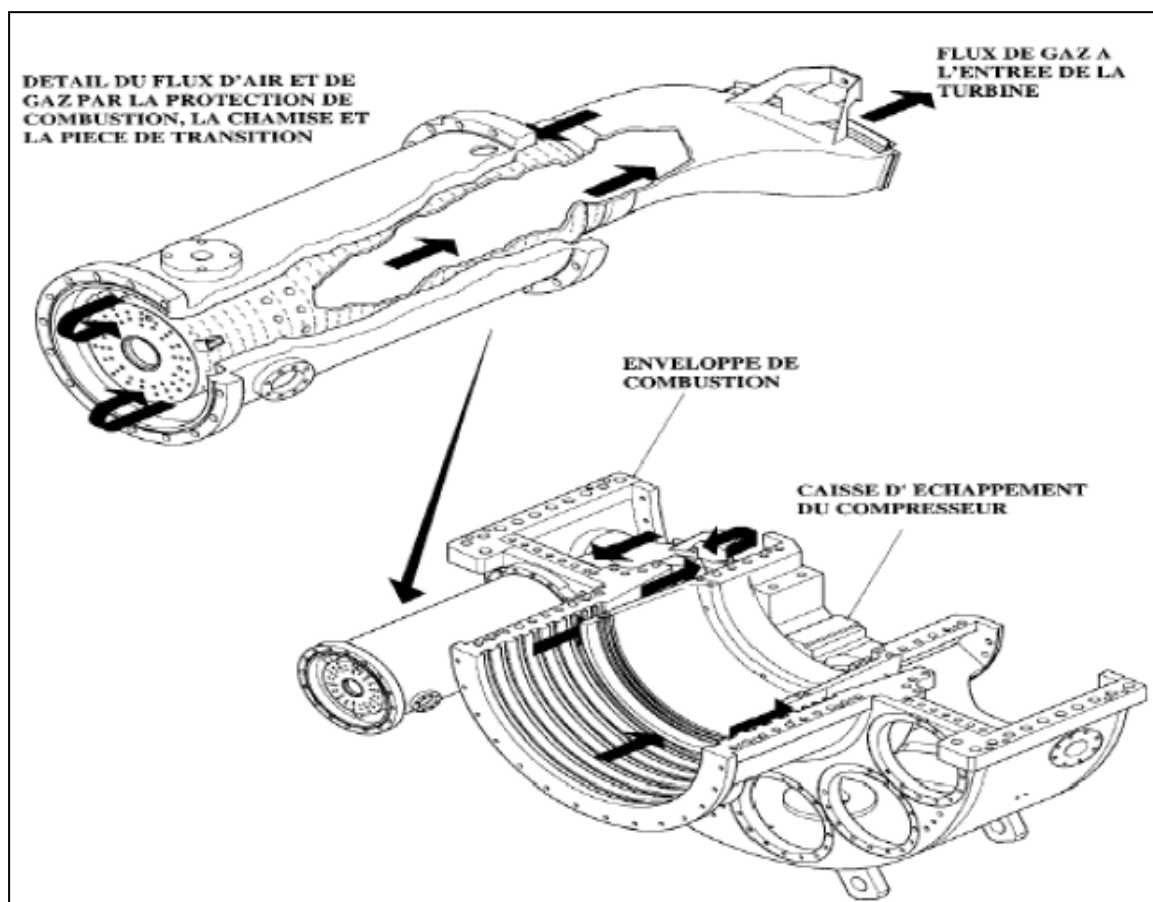


Fig. II-8 : Emplacement des chambres des combustions [2]

II-4.3 Section de la turbine

La section turbine est celle où les gaz chauds en provenance de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comporte les éléments suivants : Le corps de la turbine, la directrice du 1er étage, de la directrice à aubes variables du 2ème étage.

Cette section comporte en outre le diaphragme et de joints d'air et de la vaine des gaz entre les divers étages.

II-4.4 Section d'échappement

La section échappement comprend l'ensemble du cadre échappement et la chambre d'échappement.

Dans cette section d'échappement les gaz qui ont été utilisés pour alimenter la turbine sont dirigés à nouveau et réponde dans l'atmosphère.

Un silencieux est installé entre la conduite de transition et le système de tuyauterie d'échappement pour atténuer le bruit.

II-5 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre des généralités sur la turbine à gaz et les différents organes constituant la turbine à gaz 5002b. En suivant le cheminement du fluide comburant et carburant, en passant par le compresseur axial, la chambre de combustion, le système de détente et d'échappement ainsi que les parties auxiliaires. Nous avons par la suite passé au revu les différents facteurs que ce soit internes ou externes, influençant les performances de l'installation.

III- Gaz à effet de serre

III-1 Introduction

La source principale d'énergie sur la terre provient du soleil. Cette énergie arrive majoritairement sous forme de rayonnement de courte longueur d'onde, de forte intensité. Une partie de cette énergie, environ le tiers, est réfléchi par les couches supérieures de l'atmosphère et le reste atteint la surface terrestre.

La portion du rayonnement qui atteint la surface est absorbée en grande partie, convertie en chaleur et retournée dans l'atmosphère sous forme de rayonnement infrarouge (longueurs d'onde longues) (Fig. III-1).

L'atmosphère terrestre, qui est composée en quasi-totalité d'azote et d'oxygène, contient une très faible proportion de gaz qui ont la particularité d'absorber le rayonnement infrarouge et donc d'emprisonner la chaleur émise par la surface terrestre.

Ces gaz dits à effet de serre (GES) sont généralement composés de trois atomes et plus. Ils retiennent autour de la moitié du rayonnement réémis par la surface.

La vapeur d'eau est le plus important de ces gaz, l'atmosphère en contient de 1 à 2 %. La vapeur d'eau a toutefois une faible influence sur la variation de l'intensité de l'effet de serre, sa concentration globale étant constante (l'influence humaine sur sa concentration est minime et son temps de résidence est très court).

Les autres gaz à effet de serre d'origine naturelle sont le gaz carbonique, ou dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), l'oxyde nitreux (N_2O) et l'ozone troposphérique (O_3). Ces gaz constituent moins de 1 % de l'atmosphère mais ils sont néanmoins extrêmement importants puisqu'ils sont responsables de l'effet de serre qui permet de maintenir une température avoisinant les 15°C à la surface de la terre. Sans cette contribution des gaz à effet de serre, la température moyenne serait de -18°C et l'eau ne pourrait se trouver sous forme liquide, la vie ne serait donc pas possible sur notre planète.



Fig III-1 Illustration de l'effet de serre

III-2 L'effet de serre [4]

L'effet de serre est un phénomène naturel causé par des gaz naturellement présents dans l'atmosphère. Ces gaz sont également émis par les activités humaines et à ces gaz s'ajoutent d'autres d'origine uniquement anthropique. C'est l'ajout de ces gaz dans l'atmosphère qui contribue à l'amplification de l'effet de serre naturel par l'augmentation de la quantité globale de chaleur retenue dans l'atmosphère. On peut alors parler de réchauffement global.

Le terme forçage radiatif est employé pour désigner la contribution d'un facteur climatique (les gaz à effet de serre, les nuages, l'albédo, etc) à l'équilibre du bilan énergétique de la Terre. On peut attribuer une valeur de forçage radiatif à tout facteur qu'il soit d'origine naturelle ou anthropique. On exprime le forçage radiatif en termes de nombre de watts par mètre carré de surface. Certains facteurs pouvant avoir un effet de refroidissement (les aérosols atmosphériques comme les oxydes de soufre par exemple) la notion de forçage est utile pour en tenir compte dans le bilan. Cela permet de saisir que les changements climatiques ne sont pas qu'un réchauffement global mais plus précisément un ensemble de déséquilibres climatiques à l'échelle régionale.

On parlera alors des changements climatiques pour désigner les transformations du climat observables dans le temps, qu'elles soient d'origine anthropique ou naturelle.

III-3 Les gaz à effet de serre (GES) et leurs sources [4]

Les gaz à effet de serre peuvent être d'origine naturelle et/ou anthropique.

Les principaux gaz contribuant à l'effet de serre ainsi que leurs sources sont décrits au tableau

Gaz	Sources naturelles	Sources anthropiques	Contribution anthropique à l'effet de serre
CO ₂ Dioxyde de carbone	<ul style="list-style-type: none"> - respiration des animaux ; - une partie de la putréfaction ; - les incendies naturels ; - le réchauffement de l'océan de surface. 	<ul style="list-style-type: none"> - combustion des énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz) ; - certaines industries (cimenteries, sidérurgie, alumineries) ; - déforestation, notamment en zone tropicale. 	Environ 55%
CH ₄ Méthane	<ul style="list-style-type: none"> - gaz formé par la décomposition anaérobie de la matière organique ; <ul style="list-style-type: none"> o zones humides, (marécages, marais, etc) ; o termites. 	<ul style="list-style-type: none"> - combustion, notamment des brûlis en zone tropicale ; - élevage des ruminants ; - culture du riz ; - sites d'enfouissement ; - exploitations pétrolières et gazières ; - mines de charbon. 	15 %
N ₂ O Oxyde nitreux	<ul style="list-style-type: none"> - milieux humides. 	<ul style="list-style-type: none"> - engrais azotés ; - certains procédés chimiques. 	5 %
HFC, CFC halocarbures		<ul style="list-style-type: none"> - gaz de synthèse artificiels : <ul style="list-style-type: none"> o gaz réfrigérants; fuites et mise à la décharge des systèmes de climatisation ; o gaz propulseurs dans des bombes aérosols (les CFC sont aussi des gaz qui appauvrissent la couche d'ozone) ; o certains procédés industriels (fabrication de mousse plastique, de composants d'ordinateurs ou de téléphones portables). 	10 %
O ₃ Ozone troposphérique	<ul style="list-style-type: none"> - ozone stratosphérique, formé naturellement à plus de 10 km d'altitude, bloque les rayons ultraviolets du soleil. 	<ul style="list-style-type: none"> - à basse altitude, l'ozone est formé par réaction photochimique entre les rayons solaires et les émissions de la combustion d'hydrocarbures (constitue une composante du brouillard photochimique des villes polluées, le smog). 	15 %

Tableau III-1 Les gaz à effet de serre et leurs sources [4]

III-3.1 Caractéristiques des principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique [4]

C'est le dioxyde de carbone qui représente donc le plus important des gaz à effet de serre d'origine anthropique en termes de contribution à ce dernier. D'un point de vue agricole, le méthane et l'oxyde nitreux sont les deux autres gaz les plus significatifs. Il existe aussi d'autres gaz dont l'origine est anthropique seulement mais qui ont une contribution globale minime. Les gaz à effet de serre n'ont pas tous la même capacité d'absorption des rayons infrarouges (pouvoir de réchauffement global, PRG) et ils ont donc des forçages radiatifs différents. Le PRG de chaque gaz peut être exprimé en termes de potentiel de réchauffement d'une quantité de ce gaz par rapport à la même quantité de CO₂ pendant 100 ans. De plus, les GES n'ont pas tous la même durée de vie dans l'atmosphère, ce qui influence également leur pouvoir de réchauffement. La concentration de ces gaz a augmenté depuis le début de l'ère industrielle et on attribue aux activités humaines cette augmentation (tableau III.2).

Gaz	PRG 100 ans	Durée de vie (ans)	Concentration pré- industrielle	Concentration en 2005	Contribution au forçage radiatif global (Watt/m ²)
Dioxyde de carbone (CO ₂)	1	100	280 ppm (parties par million)	380 ppm	+ 1,66
Méthane (CH ₄)	25	12	700 ppb (parties par milliard)	1 774 ppb	+ 0,48
Oxyde nitreux (N ₂ O)	298	114	270 ppb	319 ppb	+ 0,16
Chlorofluorocarbures (CFC)	> 10 000	1 à 1 700	0	-	+ 0,32
Hydrochlorofluoro- carbures (HCFC)					
Halocarbures	> 3 000	1 à 50 000	0	-	+ 0,017 (halocarbures et hexafluorure de soufre)
1) Perfluorocarbures					
2) Hydrofluorocarbures (HFC)					
Hexafluorure de soufre (SF ₆)	32 400	3 200	0	-	

Tableau III-2 Caractéristiques des principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique

III-3.2 Sources et puits agricole de gaz à effet de serre [4]

En vertu de sa participation aux accords internationaux, notamment la Convention cadre des Nations-Unies sur les changements climatiques et le Protocole de Kyoto, le Canada est tenu de comptabiliser ses émissions de gaz à effet de serre par secteur d'activité. Chaque province le fait également sur son territoire. Les émissions sont également évaluées individuellement pour les six gaz ciblés par le Protocole de Kyoto (CO_2 , CH_4 , N_2O , SF_6 , PFC, HFC).

Équivalent CO_2

Les émissions totales de gaz à effet de serre présentées par secteur d'activité dans les inventaires nationaux sont exprimées en équivalent de CO_2 , ce qui signifie que les émissions des différents gaz sont converties à partir de leur valeur de PRG, c'est-à-dire l'équivalent en dioxyde de carbone de leur potentiel de réchauffement.

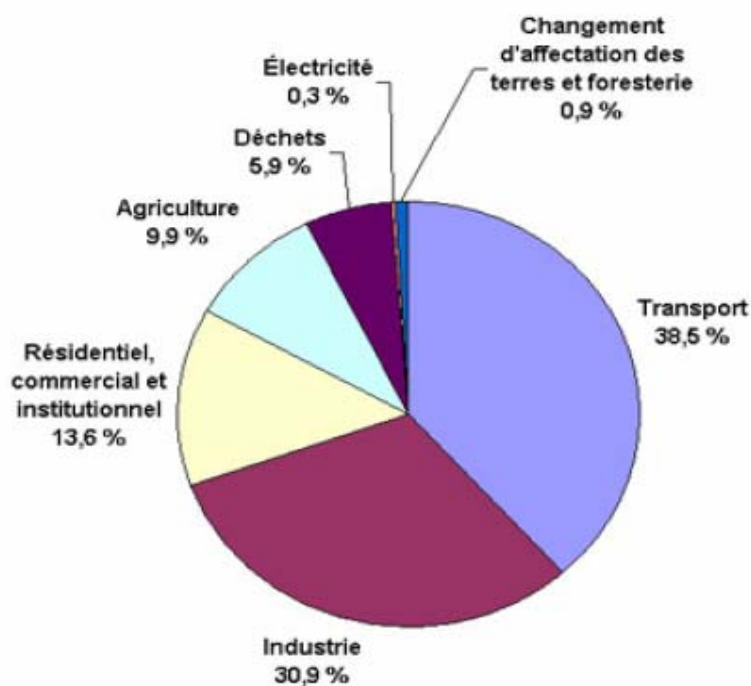


Fig. III-2 Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur au Québec en 2003.

En quantité, les émissions de gaz à effet de serre au Québec pour l'année 2003 s'élevaient à 91 millions de tonnes d'équivalent CO₂. Ce sont les émissions liées à l'utilisation de l'énergie qui constituent la plus grande part des émissions du Québec, on y inclut entre autres celles associées au transport (Tableau III-3).

Émissions (Mt éq. CO₂)	
Énergie	66.2
Procédés industriels	10.7
Utilisation de solvants et d'autres produits	0.1
Agriculture	8.5
Déchets	5.4
Total	90.9

Tableau III-3 Émissions en équivalents CO₂ des principaux secteurs d'activité du Québec en 2003, présentées selon la méthodologie du Groupe intergouvernemental d'experts sur l'évolution du climat

III-3.2.1 Le méthane

L'efficacité du méthane pour capter le rayonnement infrarouge équivaut à 25 fois celle du CO₂. Le méthane d'origine agricole sous les latitudes tempérées comme le Québec provient de deux sources principales, soit la digestion des animaux d'élevage et la gestion des fumiers. La répartition des émissions de méthane en fonction de ces sources est illustrée à la Fig. III.3.

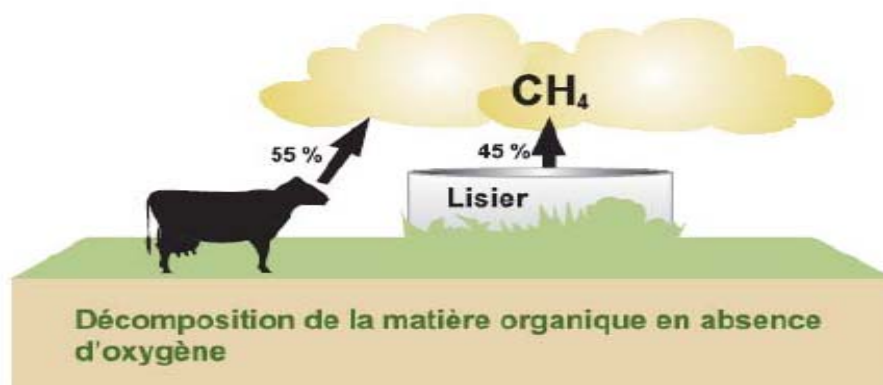


Fig. III-3. Sources de méthane du secteur agricole au Québec

III-3.2.2 L'oxyde nitreux

Le N_2O d'origine agricole provient de la gestion des sols (apport d'engrais naturels ou artificiels) et de la gestion des fumiers. Les activités agricoles produisent plus de la moitié (50 % à 80 %) de tout le N_2O émis par les activités humaines au Canada. Cette contribution aux émissions nationales varie de 10 % à 99 % parmi les pays de l'OCDE (L'Organisation de coopération et de développement économiques).

L'oxyde nitreux d'origine agricole est issu des processus biologiques qui transforment l'azote minéral (Fig. III-4) :

- la nitrification qui transforme l'azote ammoniacal (NH_4^+) en nitrate (NO_3^-) .
- la dénitrification qui réduit le nitrate en azote moléculaire (N_2).

Par unité d'azote transformé, la dénitrification produit environ 10 % plus de N_2O que la nitrification.

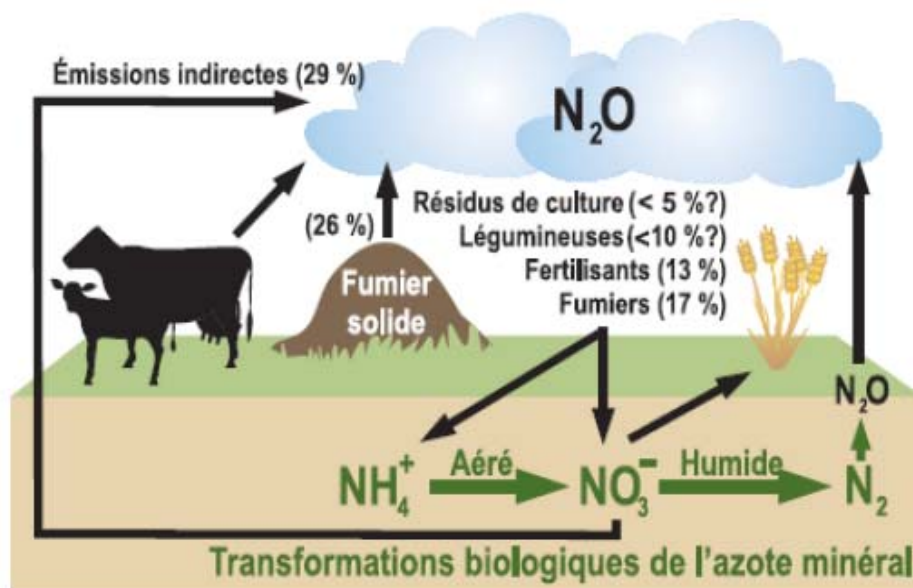


Fig. III-4 Sources d'émissions d'oxyde nitreux du secteur agricole

III-3.2.3 Le dioxyde de carbone

Selon une étude réalisée sous l'égide d'Agriculture et agroalimentaire Canada (AAC), les activités de production agricole n'ont qu'une faible contribution aux émissions de dioxyde de carbone totales du Canada. Cela s'explique par la consommation énergétique des fermes, considérée relativement faible par rapport aux autres activités consommatrices d'énergie fossile.

Les surfaces agricoles, tout comme les forêts, jouent cependant un rôle très important dans le cycle du carbone en absorbant le CO_2 atmosphérique. Ce dernier passe par les plantes pour se fixer dans le sol qui constitue un important réservoir de carbone (Fig. III-5).

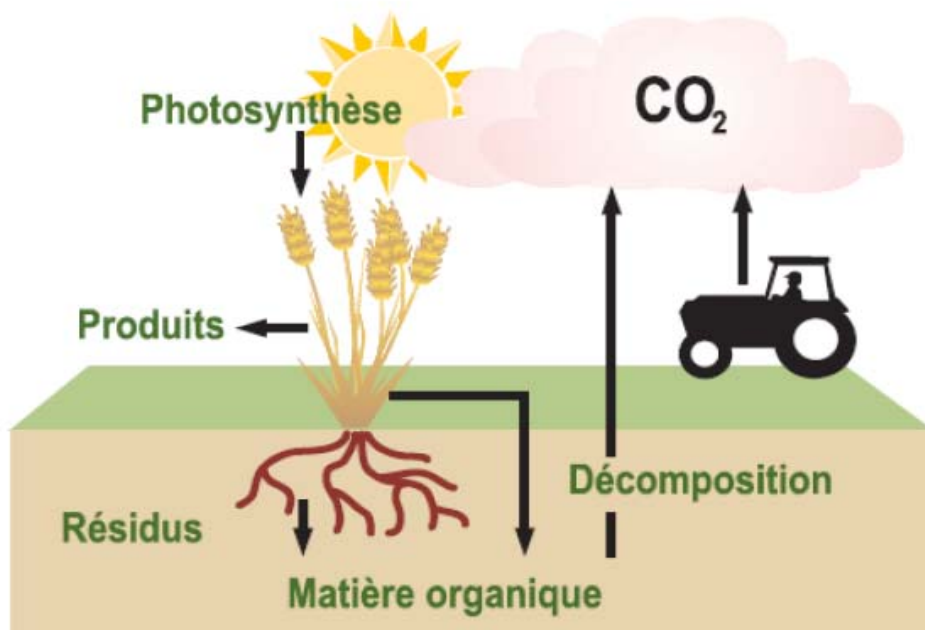


Fig. III-5 Sources et puits agricole de dioxyde de carbone

III-4 Propriétés du dioxyde de carbone : [5]

Il y a plusieurs propriétés physico-chimiques qui sont caractéristiques du dioxyde de carbone. En voici un résumé dans le tableau suivant.

Propriété	Valeur
Poids moléculaire	44.01
Gravité spécifique	1.53 à 21 °C
Densité critique	468 kg/m ³
Concentration dans l'air	370,3 * 10 ⁷ ppm
Stabilité	Elevée
Liquide	Pression < 415.8 kPa
Solide	Température < -78 °C
Constante d'Henry de solubilité	298.15 mol/ kg * bar

Tableau III-4 Les propriétés physico-chimiques du dioxyde de carbone

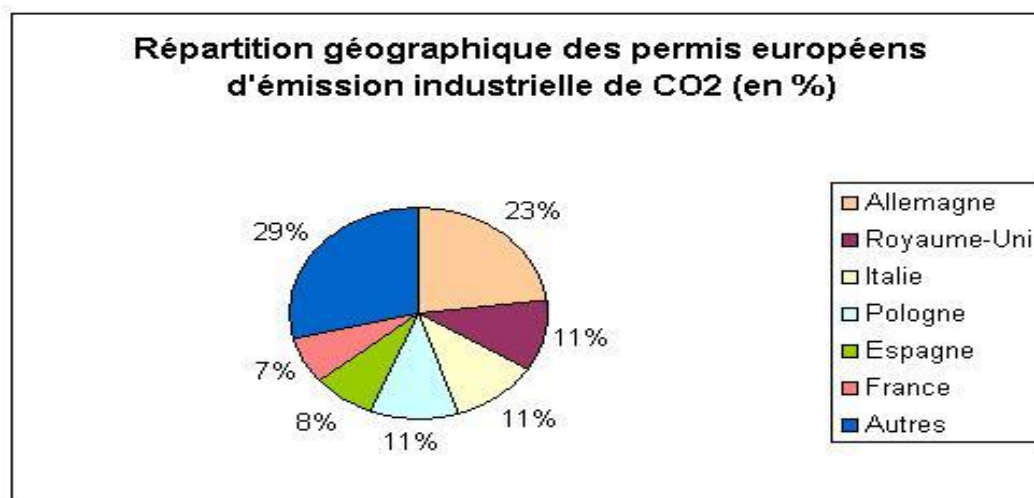
III-5 Répartition géographique des permis européens d'émettre du CO₂

Fig. III-6 Répartition géographique des permis européens d'émettre du CO₂ (en %)

III-6 Réduction des émissions de dioxyde de carbone et séquestration du carbone

Le dioxyde de carbone est émis des sols agricoles lorsque la matière organique se décompose, principalement lorsque les sols sont mal drainés. Les mesures de réduction et de séquestration visent donc à incorporer la matière organique au sol sans qu'elle se décompose. Les méthodes qui permettent de réaliser cet objectif sont les suivantes :

- le travail réduit du sol est généralement associé à une plus faible décomposition de la matière organique, toutefois, l'efficacité de cette pratique varie en fonction du type de sol et du climat, on a observé que le travail réduit permet d'augmenter la teneur en carbone des sols de 10 % à 30 % de plus qu'avec les méthodes de labour conventionnelles;
- le semis direct;
- le retour au sol des résidus de cultures (paillis);
- une meilleure gestion des pâturages et des prairies;
- des choix de cultures (maïs-grain vs maïs-ensilage) moins exigeantes;
- l'augmentation des cultures pérennes dans les rotations;
- les cultures de couverture;
- la plantation de haies brise-vent;
- la naturalisation de terres agricoles marginales;
- l'utilisation des résidus de cultures pour la fabrication de biens durables (comme des panneaux à base de paille fabriqués dans l'ouest du Canada).

III-7 Influence d'agents externes sur les performances de la turbine [1]

Une turbine à gaz utilise air ambiant, donc, sa performance est extrêmement influencée par tous ces facteurs qui influencent la vitesse du flux de l'air transporté vers le compresseur, dans des termes de poids.

Ces facteurs sont:

- Température
- Pression
- Humidité relative

III-7.1 Lorsque la température d'admission du compresseur augmente :

Le travail spécifique de compression aussi est sujet à un incrément, tandis que le poids de l'air transporté diminue (à cause d'une diminution du poids spécifique γ). Par conséquent, l'efficacité de la turbine et le travail utile (et, donc la puissance) diminuent aussi. Dans le cas où la température décroît la condition contraire a lieu. Cette dépendance de la température de l'air aspiré par le compresseur, la puissance et l'efficacité sont différentes d'une turbine à autre, selon les paramètres du cycle, l'output de la compression, de l'expansion et de la vitesse de transport de l'air.

La figure suivante montre un exemple de dépendance de la température ambiante, de la puissance, de la consommation spécifique, du débit d'air et du débit des gaz échappés.

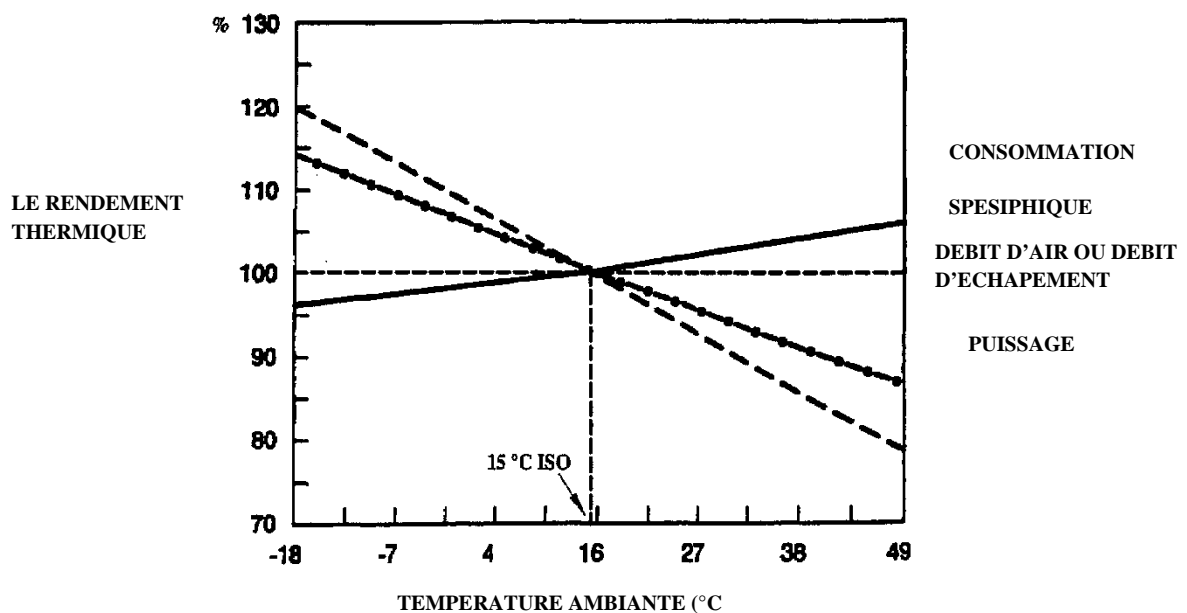


Fig. III-7 Influence de la température ambiante sur la performance de la turbine. [1]

La consommation spécifique, représentée de façon dimensionnelle sur cette figure comme quantité de chaleur, est le contraire de l'efficacité, puisqu'elle indique le rapport entre l'énergie thermique qui en résulte du procédé de combustion, et l'énergie mécanique, fournie à l'arbre de puissance.

Pour résumer, l'on appelle Q_1 l'énergie qui résulte de la combustion et W_u le travail externe utile: ainsi, la consommation spécifique ou Quantité Chaleur est définie comme $HR = Q_1 / W_u$

Et elle est en général exprimée en **Kj / Kwh.**

III-7.2 Dans le cas où la pression atmosphérique diminuerait par rapport à la valeur de la pression de référence ISO :

Le poids de l'air mené décroît (à cause d'une réduction de son poids spécifique) et, proportionnellement, la puissance utile proportionnelle au poids du gaz transporté décroît. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc.) restent ne pas influencés.

Fig. III-8 - montre le modèle du pourcentage de la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à son altitude d'installation.

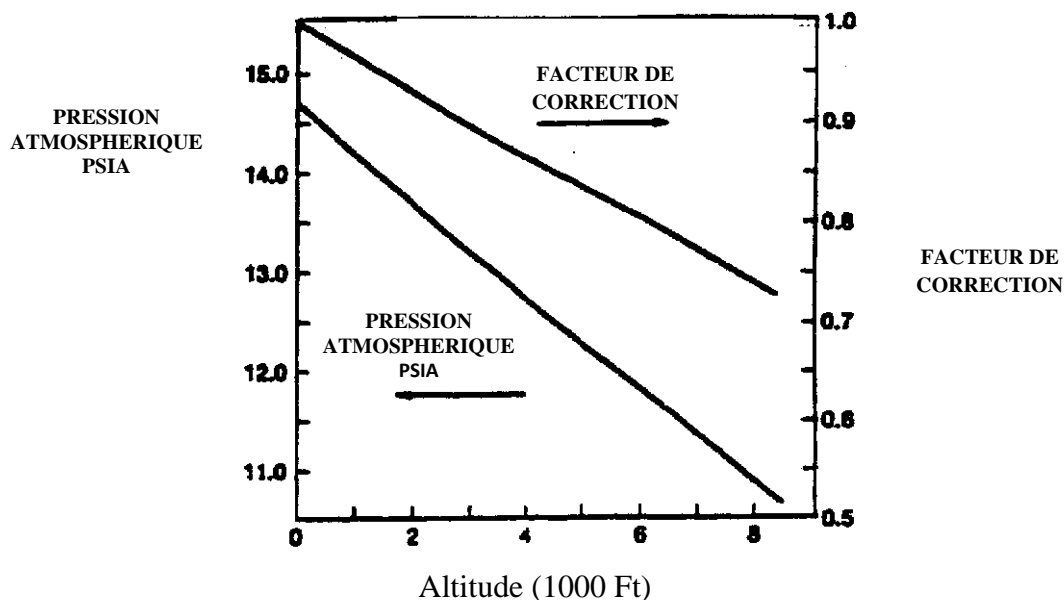


Fig. III-8 Influence de l'altitude sur la turbine. [1]

III-7.3 Influence de l'humidité sur les performances de la turbine :

L'humidité relative influence le poids spécifique de l'air aspiré par le compresseur. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc dans le cas où l'humidité relative augmenterait, l'output de puissance diminue et la consommation spécifique augmente (HR) (Fig. III-9). Dans le passé l'on négligeait cet effet. Aujourd'hui, Puisque l'on construit des turbines à gaz plus puissantes, et l'humidité est ajoutée sous la forme d'eau ou vapeur au moyen de réduire l'émission de NO_x, il faut prendre en considération cet effet.

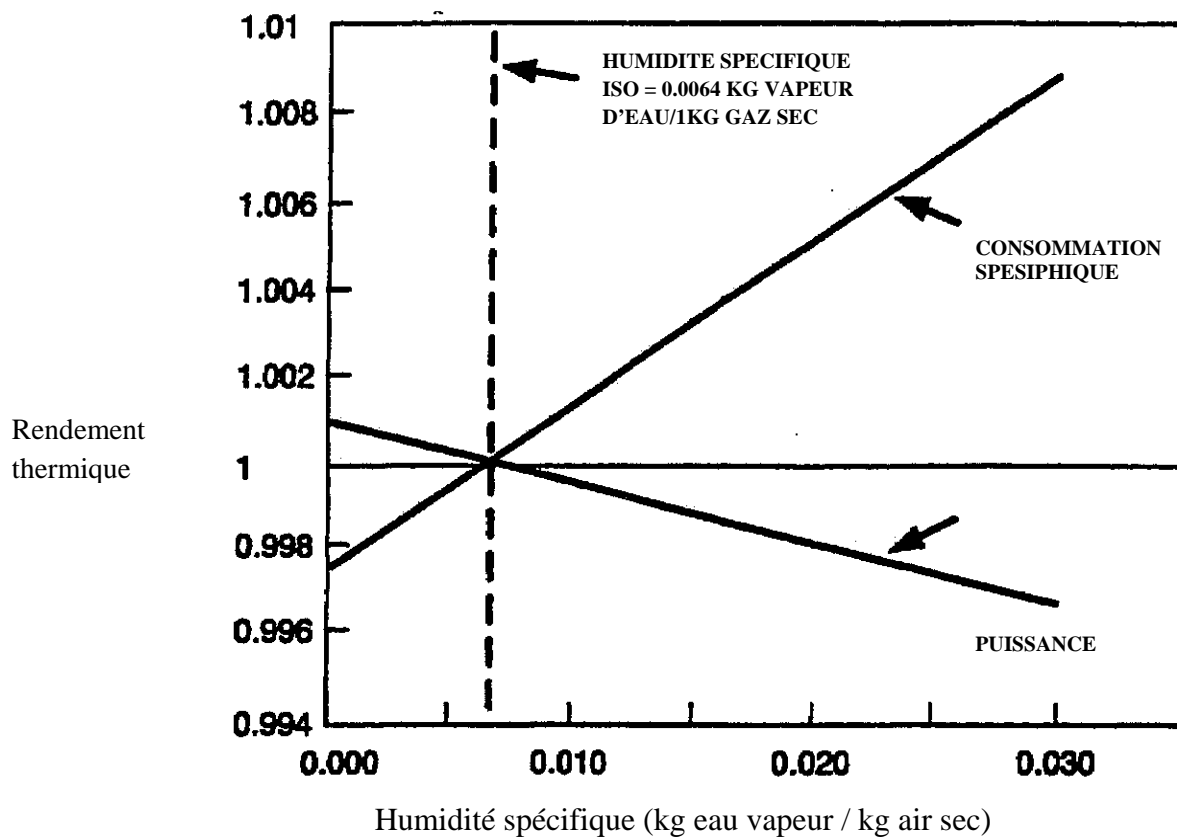


Fig. III-9 Influence de l'humidité sur les performances de la turbine. [1]

III-8 Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine a gaz : [1]

A côté des trois facteurs "externes" décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influent sur les performances d'une turbine à gaz. Ils peuvent être appelés facteurs "internes", puisqu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont les suivants:

- Chute de pression dans la section d'admission du compresseur
- Chute pression dans le système d'échappement de la turbine
- Type de carburant (PCI)
- Extraction d'air du compresseur axial
- Injection vapeur
- Injection eau
- Refroidissement par évaporation

Ces trois derniers facteurs ne concernent pas le fonctionnement des turbines au niveau de la Station de Compression Sud.

III-8.1 Chute de pression dans la section d'admission du compresseur :

Les chutes de pression sont causées par le système de succion de la turbine à gaz, composée par un filtre à air, un silencieux, un conduit, des régulateurs de la section des tuyaux, etc., installés en amont de la bride de succion du compresseur. Lorsque l'air s'écoule à travers de ce système, il est sujet à friction, qui réduit sa pression et donc son poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et une augmentation de la consommation spécifique ou "vitesse chaleur" comme l'on a mentionné auparavant dans le cas d'influence exercée par la pression ambiante.

III-8.2 Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine :

Elles sont causées par le système d'échappement de la turbine à gaz, composées par un ou plusieurs silencieux, un conduit, un bouilleur de récupération (dans le cas de cycles combinés ou cogénération), des résistors, des obturateurs, etc., à travers desquels les gaz d'échappement sont déchargés dans l'atmosphère.

Les gaz d'échappement qui s'écoulent à travers ce système sont sujets à friction, qui augmente la valeur de la contrepression en opposition à la valeur de la pression atmosphérique externe. Cela réduit l'expansion de la turbine, puisqu'elle termine à une isobare supérieure par rapport à celle de référence, qui résulte dans une réduction de la puissance utile et dans une augmentation de la consommation spécifique (vitesse chaleur).

Le tableau (III-5) montre les valeurs typiques sur la base desquelles la performance dépend des chutes de pression en correspondance de la section de l'admission du compresseur et de celle d'échappement de la turbine. Pour les raisons expliquées auparavant, cette dépendance est proportionnelle aux valeurs de la chute de pression.

Tableau (III-5) : Effet des chutes de pression à l'admission et l'échappement :

Le tableau suivant montre l'effet de pertes de charge au niveau de l'admission et de l'échappement sur les performances de la turbine :

Tous les 100 mm H ₂ O au moment de la suction:	Tous les 100 mm H ₂ O au moment de l'échappement:
Perte de puissance 1,42%	Perte de puissance 0,42%
Augmentation de la consommation 0,45%	Augmentation de la consommation 0,42%
Augmentation température d'échappement 1°C	Augmentation température d'échappement 1°C

Tableau III-5 Influence de pertes de charge à l'admission et l'échappement

III-8.3 Extraction d'air du compresseur axial

Dans le cas de quelques applications de turbines (procédés chimiques, soufflage des tuyaux pendant la phase de commande, etc.) il pourrait être nécessaire d'extraire l'air comprimé du côté de transport du compresseur.

Comme règle générale et ne pas prescrite diversement dans le cas de machines construites à l'origine pour l'industrie aéronautique, il est possible d'extraire jusqu'à 5% de l'air transporté par le compresseur sans modifier les caractéristiques de la turbine.

Il est possible d'obtenir les valeurs d'extraction qui oscillent entre 6 et 20%, selon la configuration de la machine et de la chambre de combustion, dans le cas où l'on modifierait les enveloppes, les tuyaux et le système de contrôle.

Dans la (Fig. III-10) l'on visualise comment les pourcentages de l'extraction de l'air influencent la puissance émise et la consommation spécifique, en considérant aussi la température ambiante.

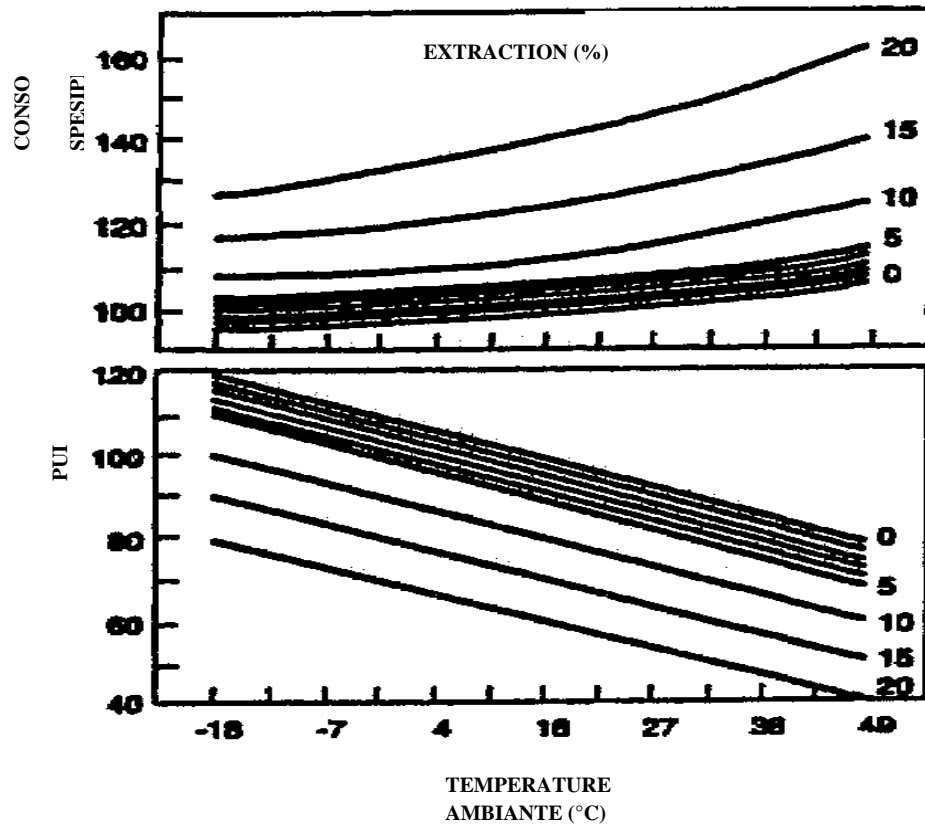


Fig. III-10 Influence d'extraction d'air sur les performances de la turbine [1]

Données du problème :

La figure montre le schéma d'une turbine a gaz haute pression

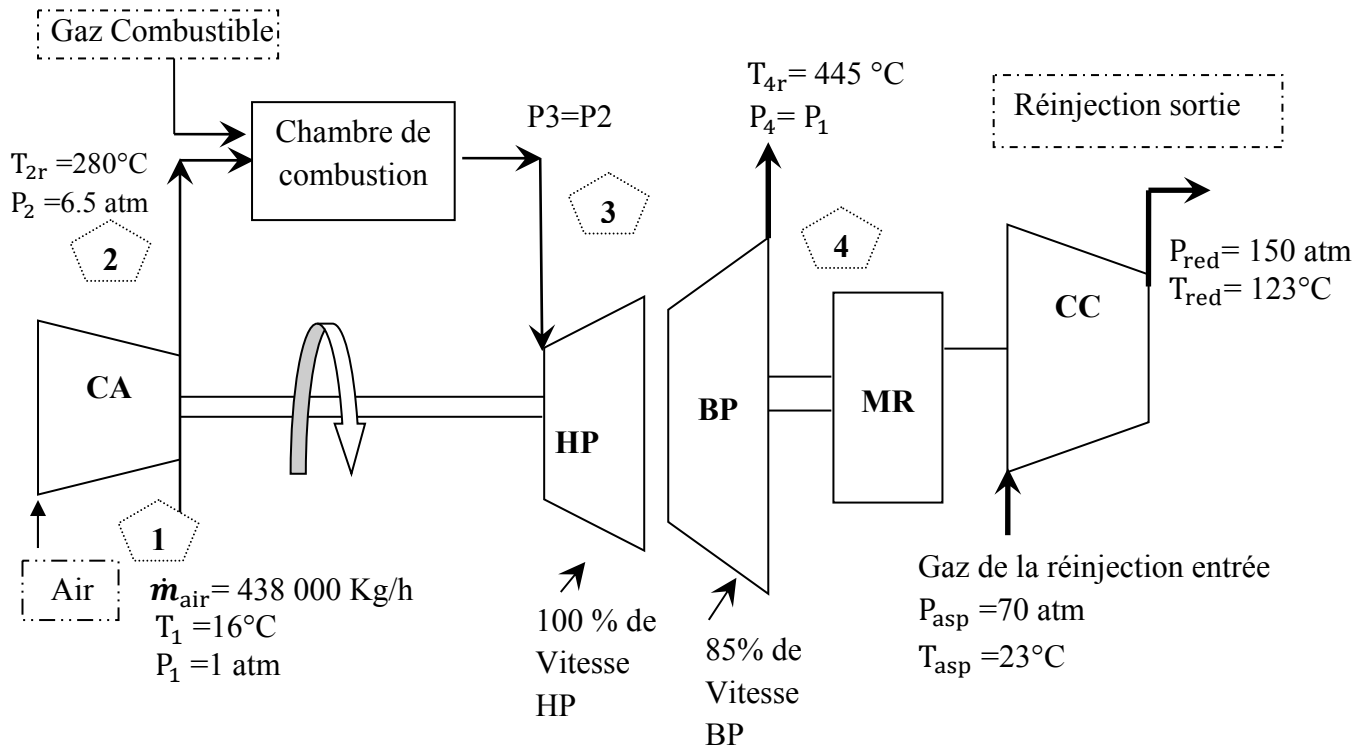


Fig. IV-1 : Schéma d'une turbine a gaz basse Pression (exemple TG 245)

Avec :

CA : Compresseur axial

HP : Roue haute pression

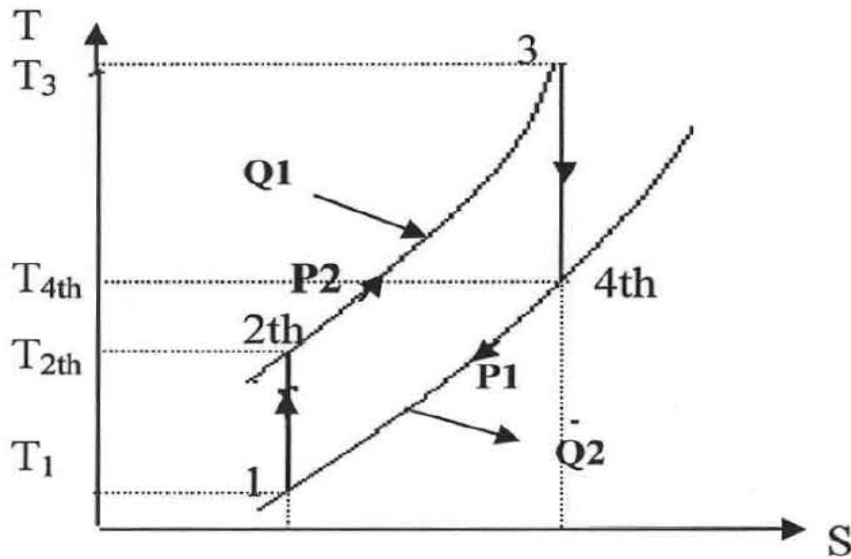
BP : Roue basse pression

MR : Multiplicateur de vitesse

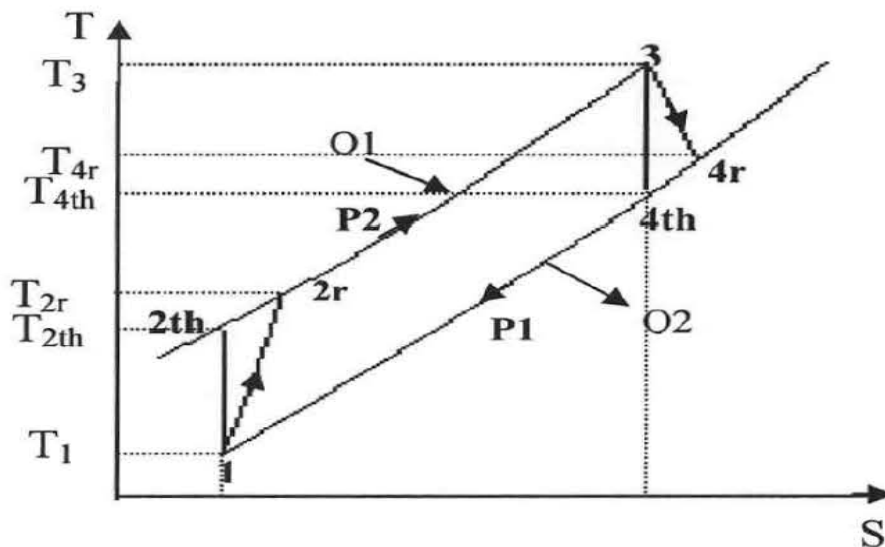
CC : Compresseur centrifuge 1^{eme} étage

- L'air ambiant extérieur entre (filtres d'aspiration d'air) à l'intérieur du compresseur et en sort pour y être mélangé au gaz combustible (chambres de combustion) où après la phase de combustion, l'énergie qui en résulte provoque la rotation de la turbine. Une partie de cette énergie est absorbée par le compresseur d'air tandis que l'autre est disponible à l'extrémité de l'arbre, pour l'entraînement de la machine réceptrice.
- Les gaz brûlés sont évacués à l'atmosphère (conduit d'échappement de la turbine).

Les figures suivantes donnent les cycles Théorique et Réel de JOULE :



« A » Cycle Théorique de JOULE



« B » Cycle Réel de JOULE

Cycles Théorique et Réel du fonctionnement d'une turbine à gaz

- 1-2: Compression isentropique dans le compresseur;
- 2-3: Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion;
- 3-4: Détente isentropique dans la turbine (HP et BP);
- 4-1: Refroidissement dans l'atmosphère.

- Les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 b donnés par le constructeur dans les conditions ISO selon l'annexe A

IV -1 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

Au niveau de la station malheureusement les débits mètre ne fonctionnent plus. Dans ce cas on va calculer le débit de combustible consommé par la turbine étudié.

Pour calculer ce débit on a :

$$P_{TT} = P_{ACA} + P_U = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C) (H_3 - H_4) \quad 1$$

✚ P_{TT} : Puissance totale de la turbine (kW).

✚ P_{ACA} : Puissance absorbée par le compresseur axial (kW).

✚ P_U : Puissance utile fournit à la machine réceptrice (kW).

✚ \dot{m}_{air} : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

✚ $\dot{m}_{stœchiométrique}$: débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

✚ \dot{m}_C : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h).

✚ H_3 : Enthalpie au point T₃ (kJ/kg).

✚ H_4 : Enthalpie au point T₄ (kJ/kg).

- D'après (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 :

$$H_3 = (P_{TT} / (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C)) + H_4 \quad 2$$

- D'après [10] On a encore

On néglige enthalpie de combustible h_c

$$Q_1 = H_3 (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C) - H_2 Q_{air} = PCI \dot{m}_C \eta_{ChC} \quad 3$$

✚ Q_1 : Chaleur fournie dans la chambre de combustion (kcal/h).

✚ H_2 : Enthalpie du l'air au point T₂ (kcal/kg).

✚ PCI : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kcal/kg).

✚ η_{ChC} : Rendement de la chambre de combustion (%).

- A partir de l'équation (3) on obtient :

$$H3 = (PCI \dot{m}_C \eta_{ChC} + H_2 \dot{m}_{air}) / (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C) \quad 4$$

- On met (4) = (2) :

$$P_{TT} / (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C) + H_4 = \{ PCI \dot{m}_{CComb} \eta_{ChC} + H_2 \dot{m}_{air} \} / (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C)$$

$$P_{TT} + (\dot{m}_{air} + \dot{m}_C) H_4 = (PCI \dot{m}_C \eta_{ChC} + H_2 Q \dot{m}_{air})$$

$$P_{TT} + Q \dot{m}_{air} H_4 + \dot{m}_C H_4 = (PCI \dot{m}_C \eta_{ChC} + H_2 \dot{m}_{air})$$

$$\dot{m}_C = \frac{\{ P_{TT} + (H_4 - H_2) \dot{m}_{air} \}}{(PCI * \eta_{ChC}) - H_4} \quad 5$$

IV-1.2 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit du combustible

QC:

D'après la relation (1)

$$P_{TT} = P_{ACA} + P_U$$

$$P_{CA} = [(\dot{m}_{air} * W_{CA}) = \underbrace{(\dot{m}_{air} * W'_{CA})}_{P'_{CA}} + \underbrace{\dot{m}_{air \text{ refroid}} * W''_{CA}}_{P''_{CA}}] \quad 6$$

$$P_U = W_{CompcC} * \dot{m}_{gaz \text{ réinjecté}} \quad 7$$

$$W_{CompcC} = C_{P \text{ moy gaz}} * (T_{ref} - T_{asp}) \quad 8$$

$$W_{CA} = W'_{CA} \text{ (réalisé au 16 étage)} + W''_{CA} \text{ (réalisé au 10 étage)} \quad 9$$

$$W'_{CA} = C_{P \text{ moy gaz}(T_{2r}, T_1)} * (T_{2r} - T_1) \quad 11$$

$$W''_{CA} = C_{P \text{ moy gaz}(T_{sr}, T_2)} * (T_{sr} - T_1) \quad 12$$

Avec :

- ✚ W_{CA} : Travail total réalisé par le compresseur axial (kJ/kg)
- ✚ W'_{CA} : Travail réalisé au 16^{ème} étage (kJ/kg).
- ✚ $\dot{m}_{air \text{ refroid}}$: Débit d'aire de refroidissement au 10^{ème} étage (kg/h).
- ✚ W''_{CA} : Travail réalisé au 10^{ème} étage (kJ/kg).

- ✚ P_{CA} : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kW).
- ✚ P'_{CA} : Puissance absorbée au 16^{ème} étage (kW).
- ✚ P''_{CA} : Puissance absorbée au 10^{ème} étage (kW).
- ✚ W_{CompeC} : Travail compresseur centrifuge (kJ/kg).
- ✚ $\dot{m}_{\text{gaz réinjecté}}$: Débit de gaz réinjecté au centrifuge (kg/h).
- ✚ P_{S_r} : Pression de l'air au 10^{ème} étage (bars).
- ✚ T_{S_r} : Température de l'air au 10^{ème} étage (°C).
- ✚ H_4 : Enthalpie du gaz à la température T_4 (kJ/kg)

IV-1.2.1 calcul de L'enthalpie

- On remarque, à travers l'équation (5) que le calcul du débit du combustible est conditionné par le calcul de l'enthalpie des gaz à l'échappement H_4 , mais d'un autre coté la valeur de H_4 est en fonction de la température des gaz à l'échappement et de la chaleur spécifique à pression constante des gaz d'échappement. Pour cette raison, nous allons considérer, dans un premier temps, que les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de combustible étant dans ce cas négligeable. On calcule H_4 avec le C_p de l'air, on obtient à cet effet :

$$H_4 = C_{P_{\text{air } T4r}} * T_{4r}$$

$$H_2 = C_{P_{\text{air } T2r}} * T_{2r}$$

Le tableau IV-1 suivant donne la composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:

constituants du gaz	$Y_i'_{mol}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i * Y_i'_{mol}$	Y_i massique	PCI_i (Kcal/ m ³)	$PCI_i * Y_i'_{mol}$ (Kcal/ m ³)
CH ₄	0,8272	16	13,24	0,7	8590	7105.64
C ₂ H ₆	0,0851	30	2,55	0,14	15408	1311.22
C ₃ H ₈	0,0196	44	0,86	0,046	22284	436.76
iC ₄ H ₁₀	0,0028	58	0,16	0,0086	29511	82.63
nC ₄ H ₁₀	0,0041	58	0,24	0,013	29643	121.53
iC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	37917	30,33
nC ₅ H ₁₂	0,0008	72	0,058	0,003	38049	30,44
nC ₆ H ₁₄	0,0005	86	0,043	0,002	46518	23,26
C ₇ ⁺	0,0001	100	0,01	0,0005	57896	5,79
CO ₂	0,003	44	0,11	0,0058	0	0
N ₂	0,057	28	1,58	0,084	0	0
Total	1		18,91	1		9147,6

Tableau IV-1 : Compositions et caractéristiques du gaz combustible

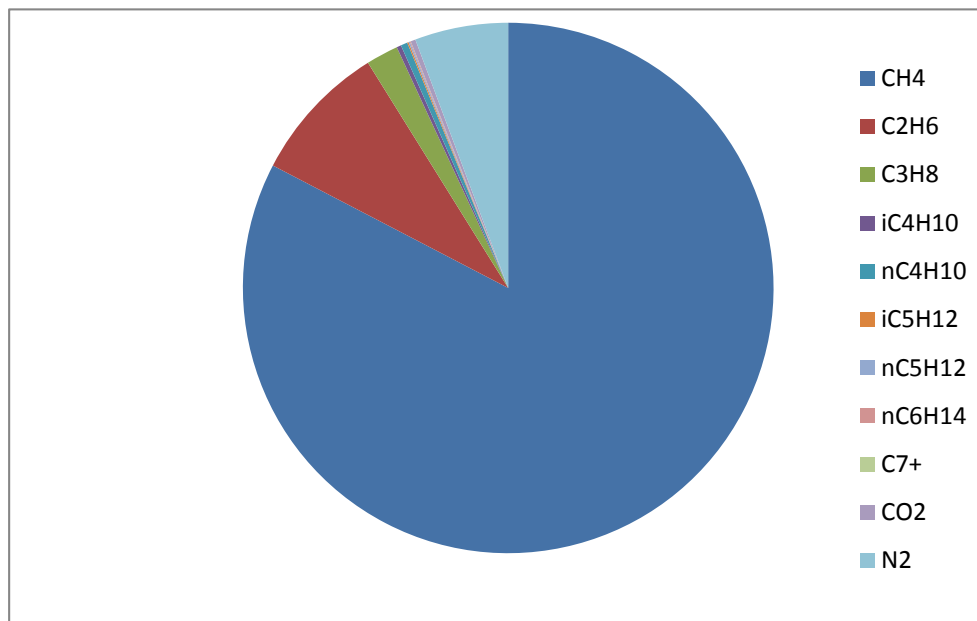


Fig. IV-2 : Compositions et caractéristiques du gaz combustible

On remarque que le gaz du combustible compose presque de CH_4 , C_2H_8

On a :

Le Poids moléculaire du chaque constituant i est : PM_i

- ✓ Le poids moléculaire moyen du gaz : $\text{PM}_{\text{moy}} = \sum \text{M}_i * \text{Y}'_{i \text{ mol}} = 18,91 \text{ kg/ k mol.}$
- ✓ Pouvoir calorifique inférieur moyen, $\text{PCI}_{\text{moy}} = \sum \text{PCI}_i * \text{Y}'_{i \text{ mol}} = 9147,6 \text{ kcal/m}^3 = 10835 \text{ kcal/kg}$
- ✓ Pour calculer la chaleur spécifique du mélange du gaz on suive cette formule

$$\Rightarrow C_p = (A + B * T + C * T^2 + D * T^3) / M. \text{ D'après [8]}$$

M : Masse Molaire

A, B, C, D sont des Constantes spéciphiques pour chaque constituant du mélange i .

- ✓ La chaleur spéciphique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$\Rightarrow C'_{p \text{ moy}} = \sum C'_{p i} * \text{Y}'_i$$

La chaleur spéciphique massique de l'air :

on a choisi A, B, C, D tel que la Température de l'air en $^{\circ}\text{C}$ et le C_p en Kcal/Kg

$$C_{p \text{ air}} = (6,713 + 4,697 * 10^{-4} T + 1,147 * 10^{-6} T^2 - 14,696 * 10^{-10} T^3) / 29. \text{ Selon [8]}$$

$$\color{red}{\oplus} \quad T = T_{2r} = 280 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$\bullet \quad C_{p \text{ air}(T_{2r})} = (6,713 + 4,697 * 10^{-4} T_{2r} + 1,147 * 10^{-6} T_{2r}^2 - 14,696 * 10^{-10} T_{2r}^3) / 29.$$

$$C_{p \text{ air}(280)} = 0.23876 \text{ k cal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$H_2 = 0.23876 * 280 = 66.85 \text{ k cal/kg}$$

$$\color{red}{\oplus} \quad T = T_{4r} = 445 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$\bullet \quad C_{p \text{ air}(T_{4r})} = (6,713 + 4,697 * 10^{-4} T_{4r} + 1,147 * 10^{-6} T_{4r}^2 - 14,696 * 10^{-10} T_{4r}^3) / 29.$$

$$C_{p \text{ air}(410)} = 0.245 \text{ k cal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$H_4 = 0.245 * 445 = 109.06 \text{ k cal/k g}$$

IV-1.2.2 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine BP :

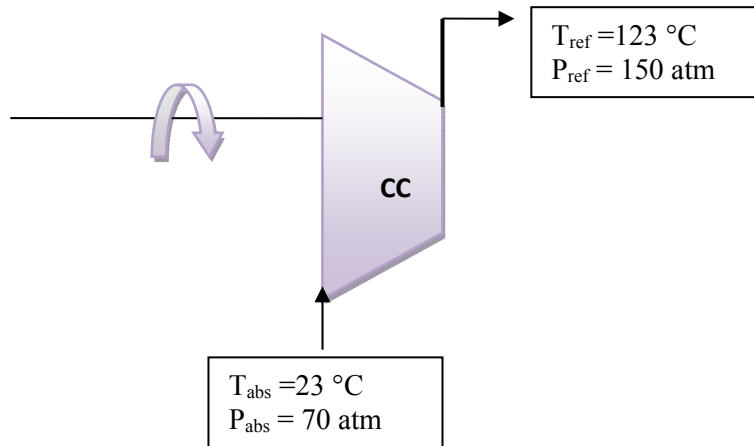


Fig. IV-3 : Schéma du compresseur centrifuge

Les conditions d'aspiration et de refoulement du compresseur centrifuge, au niveau de la station sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Débit de gaz en kg/h	T _{entrée} °C	T _{ref} °C	P _{entrée} atm	P _{sortie} atm	C _P entrée	C _P sortie
350 000	23	123	70	150	0.47	0.55

Tableau IV.2 : Paramètres de marche du compresseur centrifuge

$C_{P\text{ entrée}}$:

$$C_{P\text{ entrée}} = (\sum C_{P_i} \cdot Y_i) / 4.18$$

T en K , selon l'annexe B on a pris les valeurs des constantes (A, B, C et D) . et l'annexe C on a pris les masses molaires

- $C_{P\text{ ch4}} = (19,89 + 5.02 \cdot 10^{-2} T_{\text{entrée}} + 1,269 \cdot 10^{-5} T_{\text{entrée}}^2 - 11,01 \cdot 10^{-9} T_{\text{entrée}}^3) / 16.04$
- $C_{P\text{ c2h6}} = (6.9 + 17.27 \cdot 10^{-2} T_{\text{entrée}} - 6,406 \cdot 10^{-5} T_{\text{entrée}}^2 + 7.285 \cdot 10^{-9} T_{\text{entrée}}^3) / 30.07$

$C_{P\text{ sortie}}$:

La même chose que celle de l'entrée

T_1 : Température ambiante $T_1 = 289$ K

T_{2r} : Température réelle de refoulement du compresseur $T_{2r} = 553$ K

T_{4r} : Température d'échappement réelle $T_{4r} = 718$ K

$\varepsilon = P_2 / P_1$ Taux de compression $\varepsilon = 6.5$

IV -1.2.2.1-la chaleur spécifique moyenne de gaz compresseur centrifuge.

$$C_{p \text{ moy gaz comp centr}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}}) / 2 = (0.47 + 0.55) / 2 = 0.51 \text{ kcal/kg k}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp centr}} = 0.51 \text{ kJ/kg k}$$

IV -1-2-2-2- Le Travail de compression centrifuge

$$W_{\text{CompcC}} = C_{p \text{ moy gaz comp centr}} * (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}}) = 0.51 * (123 - 23)$$

$$\rightarrow W_{\text{CompcC}} = 51 \text{ kcal /Kg} = 213 \text{ kJ/kg}$$

IV-1-2-2-3 la puissance Utile

$$P_U = W_{\text{CompcC}} * \dot{m}_{\text{gaz réinjecté}}$$

$$P_U = (213 * 350\,000) / 3600 = 20708 \text{ kW}$$

IV-1.2.3 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:

IV-1.2.3.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P_{CA} = [(\dot{m}_{\text{air}} * W_{CA}) = \underbrace{(\dot{m}_{\text{air}} * W'_{CA})}_{P'_{CA}} + \underbrace{(\dot{m}_{\text{air refroid}} * W''_{CA})}_{P''_{CA}}]$$

A- Le travail

$$W'_{CA} = C_{p \text{ moy gaz}(T_{2r}, T_1)} * (T_{2r} - T_1)$$

$$T_1 = 16^\circ \text{ C}$$

$$\bullet \quad C_{p \text{ entrée comp ax}} = (6,713 + 4,697 * 10^{-4} T_1 + 1,147 * 10^{-6} T_1^2 - 14,696 * 10^{-10} T_1^3) / 29$$

$$C_{p \text{ entrée comp ax}} = 0.2317 \text{ kcal/kg }^\circ \text{ C}$$

$$T_{2r} = 280 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- C_p sortie comp ax 16ème étage déjà calculée

$$C_p \text{ sortie comp ax 16ème étage} = 0.2387 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

- C_p moy gaz comp ax = $(C_p \text{ entrée comp ax} + C_p \text{ sortie comp ax 16ème étage}) / 2 = (0.2317 + 0.2387) / 2$

$$C_p \text{ moy gaz comp ax} = 0.2352 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$B- W'_{CA} = 0.2352 * (553 - 289) = 62.09 \text{ kcal /kg} = 259.61 \text{ kJ/kg}$$

C- La puissance P'_{CA}

$$P'_{CA} = \dot{m}_{\text{air}} * W'_{CA}$$

$$P'_{CA} = (259.54 * 426\ 000) / 3600 = 30720 \text{ kW}$$

IV-1.2.3.2 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial TS :

Soutirage du 10^{ème} étage

A Ts et Ps

$$P_1 = 1 \text{ atm}$$

$$T_1 = 16^\circ\text{C}$$

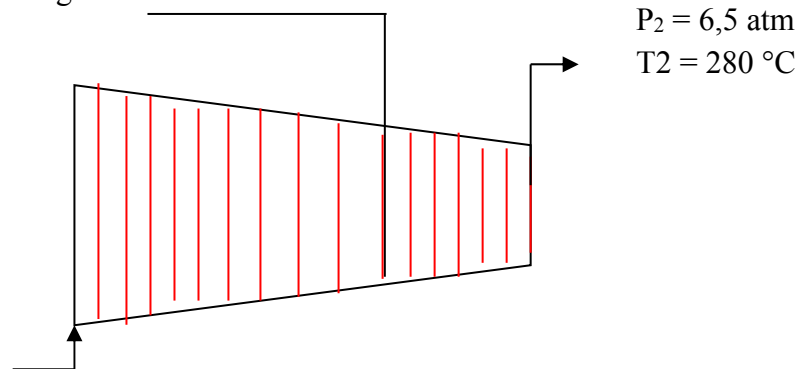


Fig. IV-4 : Schéma du compresseur axial

- Avant de déterminer T_s , on doit calculer la pression de soutirage P_s :

D'après [12] on a

$$P_n / P_{n-1} = (\varepsilon)^{1/n}$$

Désigne l'augmentation de pression inter étage pour chaque étage n. nous allons calculer la pression a l'étage N°10, en procédant par itération décroissante à partir du dernier étage (étage N°16).

Pour n= 16 on a :

$$P_{16} / P_{15} = (6,5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5,77 \text{ atm}$$

Pour n = 15

$$P_{15} / P_{14} = (6,5)^{1/15} = 1,133 \longrightarrow P_{14} = 5,09 \text{ atm}$$

Pour n = 14

$$P_{14} / P_{13} = (6,5)^{1/14} = 1,143 \longrightarrow P_{13} = 4,45 \text{ atm}$$

Pour n = 13

$$P_{13} / P_{12} = (6,5)^{1/13} = 1,154 \longrightarrow P_{12} = 3,86 \text{ atm}$$

Pour n = 12

$$P_{12} / P_{11} = (6,5)^{1/12} = 1,169 \longrightarrow P_{11} = 3,30 \text{ atm}$$

Pour n = 11

$$P_{11} / P_{10} = (6,5)^{1/11} = 1,185 \longrightarrow P_{10} = 2,78 \text{ atm}$$

$$P_s = P_{10} = \mathbf{2,78 \text{ atm}}$$

Calcul de T_s

Pour l'air on a: $\delta = 1,4$

Donc

$$T_{S \text{ th}} = (P_s/P_1)^{\delta-1/\delta} * T_1 = (2,78 / 1)^{(0,286)} * (289) = T_{S \text{ th}} = 387 \text{ K}$$

$$T_{S \text{ th}} = \mathbf{387 \text{ K} = 114 \text{ °C}}$$

T_{Sr}

- Pour calculer le T_{Sr} il nous faut calculer le rendement de compresseur axial

$$\eta_{CA} = (T_{2Th} - T_1) / (T_{2r} - T_1)$$

- Pour calculer le rendement de compresseur axial il faut calculer avant le T_{2th}
- $T_{2th} = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} * T_1 = 6,5^{(0,286)*} (289)$ tel que : $\delta = 1,4$ pour l'air

$$T_{2th} = 493 \rightarrow T_{2th} = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul le rendement

$$\eta_{CA} = (T_{2Th} - T_1) / (T_{2r} - T_1) \rightarrow \eta_{CA} = (493 - 289) / (553 - 289)$$

$$\eta_{CA} = 0.77 = 77 \%$$

- ✚ Maintenant on peut calculer T_{Sr}

$$T_{Sr} = ((T_{Sth} - T_1) / \eta_{CA}) + T_1 = ((387 - 289) / 0,77) + 289$$

$$T_{Sr} = 416 \text{ K} \rightarrow T_{Sr} = 143 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV-1.2.3.3 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial TS :

$$C_p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{Sr}) = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie 10ème étage}) / 2 = (0.2317 + 0.2345) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{Sr}) = 0.2331 \text{ kcal/kg K}$$

$$W''_{CA} = C_p \text{ moy gaz}(T_{Sr}, T_2) * (T_{Sr} - T_1)$$

$$W''_{CA} = 0.2331 * (143 - 16) = 29.56 \text{ Kcal/kg} = 123.6 \text{ kJ/kg}$$

Connaissant le débit soutiré, La puissance absorbée par le compresseur axial au 10ième étage est comme suit :

$$P''_{CA} = \dot{m}_{\text{air refroid}} * W''_{CA} = (12000 * 123.6) / 3600$$

$$P''_{CA} = 412 \text{ kW}$$

- D'où la puissance totale absorbée par le compresseur axial est :

$$P_{ACA} = P'_{CA} + P''_{CA} = 30720 + 412 = 31132 \text{ kW}$$

$$P_{TT} = P_{ACA} + P_U$$

$$P_{TT} = 31132 + 20708$$

$$P_{TT} = 51840 \text{ kW}$$

Calcul du débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule(5) :

$$\dot{m}_C = \{(3600/4,18) * (51840) + [(109.06 - 66.85) * 426000]\} / [(10835 * 0,96 - 109.06)]$$

$$\dot{m}_C = 6085 \text{ Kg/h}$$

IV-2 Recalcul de l'enthalpie H₄ en tenant compte du débit de combustible (H'₄):

Après avoir déterminé le débit du combustible consommé par une machine, on peut calculer le C_P des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

A T_{4r} = 718 K on a :

D'après [9]

$$C_{P_{GE}} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4/1000) \quad 13$$

$$E : \text{Excès d'air tel que : } E = \dot{m}_{\text{air}} / \dot{m}_C * \dot{m}_{\text{stœchiométrique}} \quad 14$$

$\dot{m}_{\text{Stœchiométrique}}$: débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h)

IV-2.1 Détermination du débit d'air stœchiométrique :

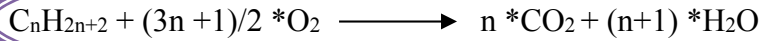
On sait que : Y_{Molaire O₂ dans l'air} = 21 %,

Y_{Molaire O₂ dans l'air} = 21 %,

Alors Y_{mas} = (0,21*32)/29 = 0,23 Kg d'O₂ / 1Kg d'air

On a débit d'air nécessaire : $\dot{m}_{\text{stœchiométrique}} = m_{O_2} / Y_{\text{mass } O_2}$

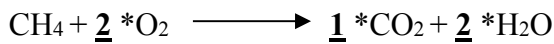
- Maintenant on va déterminer la masse d'oxygène.

IV-2.1.1 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :*Selon la réaction de combustion :*

15

On obtient:

$$m_{O_2} = (M_{O_2} * ((3n+1)/2) * Y_i) / M_i$$

Exemple :

$$m_{O_2}(CH_4) = (32 * 2) * 0.7 / 16 = 2.8 \text{ Kg}$$

$$m_{O_2}(CH_4) = \mathbf{2.8 \text{ Kg}}$$

- Le tableau suivant **IV-3** donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH₄	2,8
C₂H₆	0,5
C₃H₈	0,17
iC₄H₁₀	0,03
nC₄H₁₀	0,045
iC₅H₁₂	0,011
nC₅H₁₄	0,011
nC₆H₁₆	0,008
nC₇⁺	0,0019
CO₂	/
N₂	/
Total	3,58

Tableau IV-3: Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible

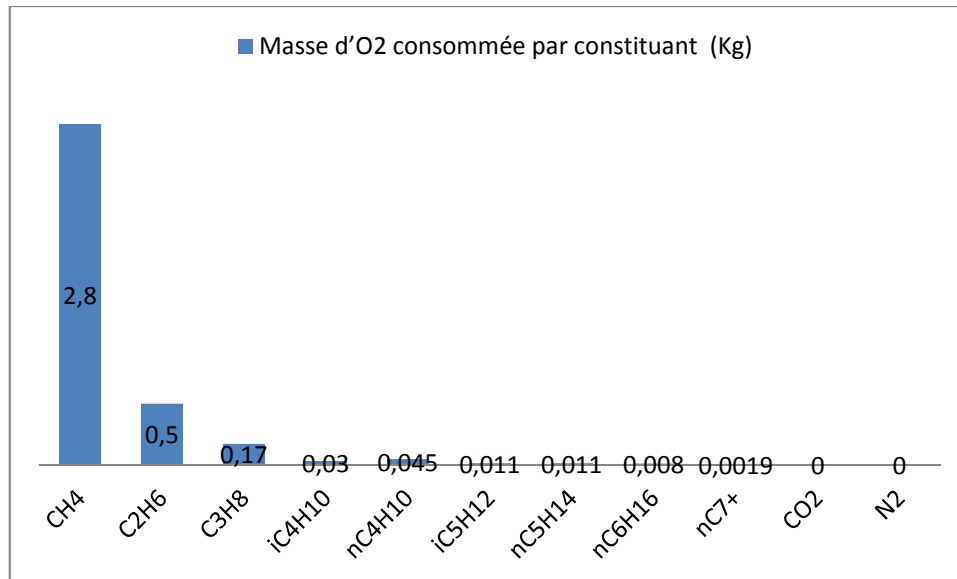


Fig. IV-5 Masse d'O2 consommé par constituant (Kg)

- Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible
- $\dot{m}_{\text{Stœchiométrique}} = 3,58 / 0,23$

$$\bullet \dot{m}_{\text{Stœchiométrique}} = 15,565 \text{ Kg d'air} / 1\text{Kg de combustible}$$

- Pour $\dot{m}_C = 6085 \text{ kg/h}$, il faut $[(\dot{m}_{\text{stœchiométrique}} \text{ d'un } 1\text{kg}) * \dot{m}_C]$

Alors il nous faut $15.565 * 6085 = 94713 \text{ kg/h}$

$$\dot{m}_{\text{Stœchiométrique}} = 94713 \text{ kg/h}$$

IV-2.1.2 Détermination de la valeur de l'excès d'air :

On a : $E = \dot{m}_{\text{air}} / \dot{m}_C * \dot{m}_{\text{air stœchiométrique}} = 426\ 000 / 6085 * 15,565.$

$$E = 4,49$$

→

$$E = 449 \%$$

La densité dépend étroitement de la température, et vue que nos calculs se font pour différentes valeurs de la température, avec des écarts considérables, nous allons donc tenir compte de la variation de la densité en fonction de la température, en utilisant l'expression suivante:

$$\rho_{\text{air}}^{T^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} * (273 / 273 + T^{\circ})$$

15

$$T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$T^{\circ} = 16^{\circ}\text{C} \longrightarrow \text{D'après (15)} \rho^{T^{\circ}} = \rho^{16^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} * (273 / (273 + 16))$$

$$\rho_{\text{air}}^{16^{\circ}} = 1,29 * (273 / (273 + 16)) = 1,29 * 0,944$$

$$\rho_{\text{air}}^{16^{\circ}} = \mathbf{1,217 \text{ kg} / \text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 438\,000 \text{ k g/h à } 15^{\circ}\text{C} \text{ avec } \dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air volumique}} * \rho_{\text{air}}^{16^{\circ}}$$

- le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant dans une section donnée, et le débit d'air massique qui change avec la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (15).

$$\dot{m}_{\text{Air volumique}} = 438\,000 / 1,217 = \mathbf{359901 \text{ m}^3 / \text{h}}$$

$$\text{Pour : } T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3 \longrightarrow \dot{m}_{\text{air}} = 359901 * 1,29$$

$$\text{Donc : } \dot{m}_{\text{air}} = \mathbf{459112 \text{ kg/h}} \text{ à } 0^{\circ}\text{C}$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur

$$\text{On a } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (459112 - 438000) / (0 - 16) = - 1319.5 \text{ kg/h } ^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = [459112 - 1319.5 * T]$$

Pour différentes températures ambiantes, on obtient les débits massiques :

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré (kg/h)	Excès d'air
0	1,29	459112	4.67
15	1,227	439320	4.46
20	1,2	432722	4.4
25	1,18	426124	4.33
30	1,16	419527	4.27
35	1.143	412929	4.2
40	1,125	406332	4.13
45	1,11	399734	4.06

Tableau IV-4 : Le débit d'air en fonction de la température ambiante

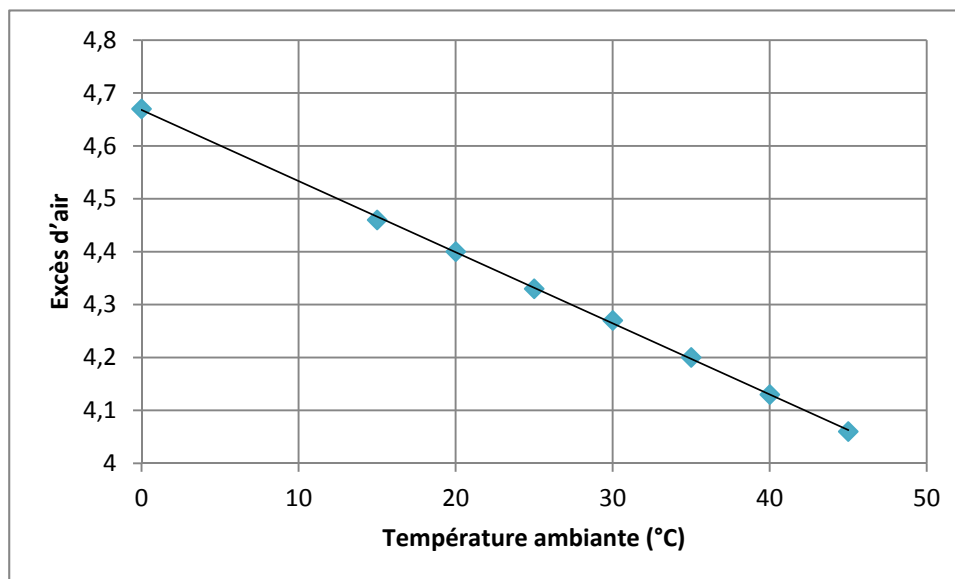


Fig. IV-6 : Variation de l'excès d'air en fonction de la température

- On remarque d'après le graphe de la figure (IV-6), que la température ambiante augmente, l'excès d'air diminue parce que le débit massique soutiré par le compresseur axial diminue aussi.

IV-2.1.3 Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :

On prend T en K

$$C_{P_{GE T4}} = [0,9718 + (0,044 / 4,49) + (((0,0536 / 4,49) + 0,0927) (718/1000))] / 4.18 \quad 16$$

$$C_{P_{GE T4}} = 0,2528 \text{ Kcal /kg K}$$

L'Enthalpie à la température T₄ en tenant compte du débit de combustible H'₄ :

$$H'_4 = 0,2528 * (718-273)$$

$$H'_4 = 112.49 \text{ kcal/kg}$$

On remarque :

- ✓ 1- L'enthalpie H'₄ en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H₄ en négligeant ce dernier (débit de combustible).

Après d'avoir calculé le H'₄, on peut maintenant recalculer le débit de combustible

$$\dot{m}'_C = 6231 \text{ kg/h}$$

- ✓ 2

$$\dot{m}'_C - : \dot{m}_C = 146 \text{ kg/h}$$

$$\text{Donc l'erreur est : } (146 / 6231) * 100 = 2,43 \%$$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'₄ est toujours supérieur de 2,43 % par rapport au débit de combustible calculé avec H₄ où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

IV-3 Détermination du débit d'air en excès d'air pour 1kg de combustible :

Débit d'air pour un excès d'air qui est égale a $E = 4,49$:

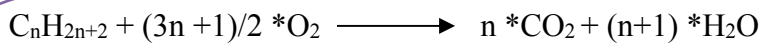
$$\dot{m}_{\text{excès d'air}} = \dot{m}_{\text{air stœchiométrique}} * E$$

$$\dot{m}_{\text{excès d'air}} = 15,565 * 4,49$$

$$\dot{m}_{\text{excès d'air}} = \mathbf{69.88 \text{ Kg d'air / 1Kg de combustible}}$$

IV-4 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :



17

- On va déterminer la quantité d'O₂, N₂, CO₂ et de H₂O

IV-4.1 Détermination de la quantité d'O₂ émise par 1Kg de combustible:

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (\dot{m}_{\text{air en excès}} - \dot{m}_{\text{air stœchiométrique}}) * Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (69.88 - 15,565) * 0,23$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = \mathbf{12.492 \text{ Kg d'O}_2 \text{ émis / 1Kg de combustible}}$$

IV-4.2 Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible :

$$m_{N_2} = (\dot{m}_{\text{air en excès}} * Y_{N_2} \text{ (dans l'air)} + Y_{N_2} \text{ (dans le gaz combustible)})$$

$$m_{N_2} = 69.88 * (1 - 0,23) + 0,084 = 53.89 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = \mathbf{53.89 \text{ Kg de N}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}}$$

IV-4.3 Détermination des quantités de CO₂ et de H₂O émises :

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO₂ et H₂O émises vers l'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion:

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} * n * Y_i) / M_i \quad 18$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} * (n+1) * Y_i) / M_i \quad 19$$

Constituants	Composition du gaz combustible $Y'_{i \text{ mol}}$	Masse de CO ₂ libérée par constituant (Kg)	Masse de H ₂ O libérée par constituant (Kg)
CH₄	0,8272	1,92	1,57
C₂H₆	0,0851	0,4	0,24
C₃H₈	0,0196	0,14	0,075
iC₄H₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC₄H₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC₅H₁₂	0,0008	0,009	0,0046
nC₅H₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC₆H₁₆	0,0005	0,007	0,0033
nC₇⁺	0,0001	0,0016	0,00076
CO₂	0,003	0,0058	
N₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

Tableau IV-5 : Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement

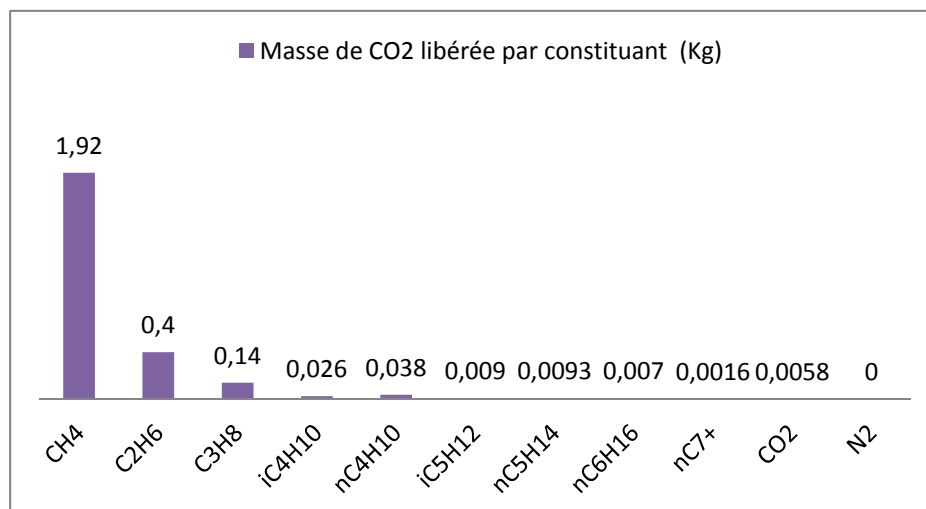


Fig. IV-7 Masse de CO₂ libérée par constituant (Kg)

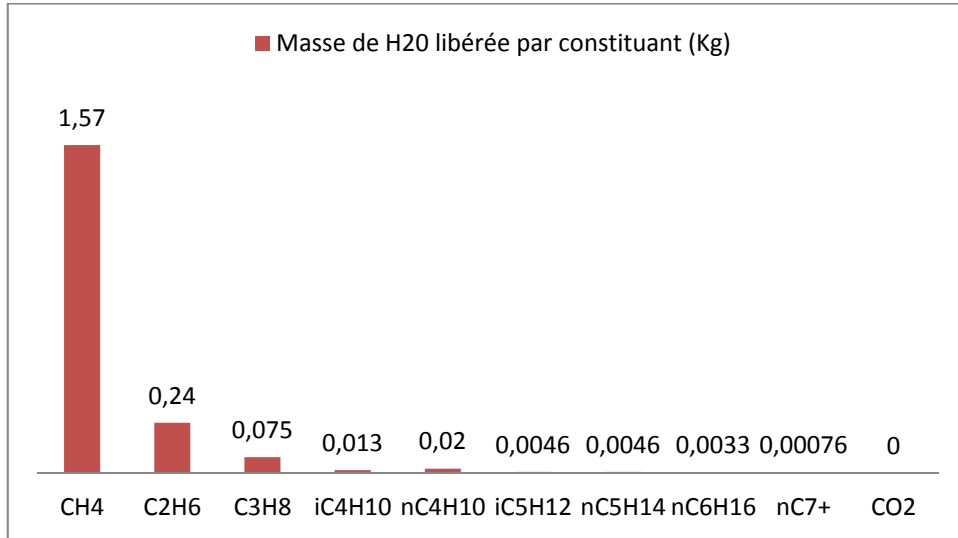


Fig. IV -8 Masse de H2O libérée par constituant (Kg)

IV-4.4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement :

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = (m_i / M_i) / \sum (m_i / M_i) \tag{20}$$

Exemple :

$$Y_{i \text{ MOLAIRE}} (\text{CO}_2) = (2.56 / 44) / ((2.56 / 44) + (1.94 / 18) + (12.492 / 32) + (53.89 / 28))$$

$$Y_{i \text{ MOLAIRE}} (\text{CO}_2) = \mathbf{0.0235}$$

$$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}} = m_i / \sum m_i \tag{12}$$

Exemple :

$$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}} (\text{CO}_2) = 2.56 / (2.56 + 1.94 + 12.492 + 53.89)$$

$$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}} (\text{CO}_2) = \mathbf{0.0342}$$

D'après les formules (20) et (21), on obtient le tableau suivant

Constituants des gaz d'échappement	Y _i GE MOLAIRE	Y _i GE MASSIQUE	M _i * Y _i GE
CO₂	0.0235	0.0361	1.034
H₂O	0,0434	0.0274	0.7812
O₂	0,1575	0.1762	5.04

N ₂	0,7758	0.8026	21.722
TOTAL	1	1	28, 58

Tableau IV-6 : Concentrations et poids moléculaire des gaz d'échappement

IV.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :

$$PM_{\text{moy GE}} = \sum M_i * Y_{i \text{ GE}}$$

D'après le tableau IV-6 on tire $PM_{\text{moy GE}}$

$$\Rightarrow PM_{\text{moy}} = \mathbf{28, 58 \text{ kg/kmol}}$$

IV-6 Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3r} :

On calcule en premier lieu l'enthalpie H₃.

IV-6.1 Détermination de l'enthalpie H₃ :

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_C) - H_2 Q_{\text{air}}$$

$$Q_1 = (PCI + h_c) \eta_{cc} \dot{m}'_C$$

Alors

$$H_3 = \{(PCI \eta_{cc} \dot{m}'_C + H_2 \dot{m}_{\text{air}}\} / (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_C)$$

$$H_3 = \{(10835 * 0,96 * 6231 + 66.85 * 426000\} / (426000 + 6231)$$

$$H_3 = \mathbf{215.83 \text{ Kcal / Kg} = 893.8 \text{ kJ / Kg}}$$

IV-6.2 Calcul de $T_3 = ?$

$$H_3 = C_P (T_3 - 273)$$

$$H_3 = \{0,98228 + 0,1055(T_3/1000)\}(T_3 - 273)$$

22

$$0,98228 T_3 + (0,1055/1000)T_3^2 - 0,98228*273 - (0,1055/1000)*273*T_3 = H_3$$

$$0,1055/1000 T_3^2 + 1,011 T_3 - 268,6 - 893,8 = 0$$

$$0,0001055 T_3^2 + 0,9534 T_3 - 1162,4 = 0$$

$$\boxed{T_3 = 1088 \text{ K}} \quad \rightarrow \quad \boxed{T_3 = 815 \text{ °C}}$$

IV-7 Détermination de la température théorique T_{4th} :

$$\text{On a : } T_3 = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} T_{4th}$$

$$T_{4th} = 1/((\epsilon)^{\delta-1/\delta}) * T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} T_{3r}$$

IV-7.1 Calculons δ au point T_3 :

$$\text{On a : } r = C_P - C_V$$

$$\delta = C_P / C_V$$

IV-7.1.1 Détermination de $C_{P T_3}$:

$$C_{P T_3} = H_3 / (T_{3r} - 273) = 215,83 / (1088 - 273)$$

$$\boxed{C_{P T_3} = 0,2648 \text{ kcal/kg °C}}$$

IV-7.1.2 Détermination de $C_{V T_3}$:

$$\delta_{\text{echap}} = C_P / C_V \quad \longrightarrow \quad C_V = C_P / \delta_{\text{echap}} \text{ et } C_V = C_P - r$$

On a aussi

$$r = 1,98/\text{masse moléculaire}$$

$$C_V = 0,2648 - (1,98/28,56)$$

$$\boxed{C_{V T_3} = 0,19254 \text{ kcal/kg °C}}$$

$$\delta_{\text{echap}} = 0,2648 / 0,19254.$$

$$\delta_{\text{echap}} = \mathbf{1,375}$$

$$D'o\grave{u} : \delta - 1 / \delta = 0,272$$

Maintenant on peut calculer $T_{4\text{th}}$

$$T_{4\text{th}} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} * T_{3r} = (1/6.5)^{0,272} * (1088)$$

$$T_{4\text{th}} = \mathbf{654\text{ K}}$$

$$T_{4\text{th}} = \mathbf{381\text{ }^\circ\text{C}}$$

IV-8

Détermination du rendement de la détente de la turbine :

$$\eta_d = (T_{3r} - T_{4r}) / (T_{3r} - T_{4th}) = (1088 - 718) / (1088 - 654)$$

$$\eta_{dt} = \mathbf{85\%}$$

IV-9

Détermination du rendement global de la turbine :

$$\eta_{\text{global}} = (Q_1 - Q_2) / Q_1$$

23

IV-9.1 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_1 = H_3(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c) - H_2\dot{m}_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 215.83 * (426000 + 6231) - 66.85 * 426000$$

$$Q_1 = \mathbf{64\ 810\ 316\ kcal/h}$$

IV-9.2 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = (H'_4 - H_1) (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c)$$

24

Avec :

$$H_1 = C_{P_{GE T1}} * T_1 = 0,242 * 16$$

$$H_1 = 3.87 \text{ kcal/kg}$$

IV-9.3 La chaleur perdue à l'échappement est de:

D'où (24) on a

$$Q_2 = (112.49 - 3.87) (426000 + 6231)$$

$$Q_2 = 46\,948\,931 \text{ kcal/h}$$

D'après la relation (23)

$$\eta_{global} = (64\,810\,316 - 46\,948\,931) / 64\,810\,316$$

$$\eta_{global} = 27.55 \%$$

IV-10

Détermination du débit des fumées émis par la turbine :

La figure (IV-9) donne le bilan matière de la turbine :

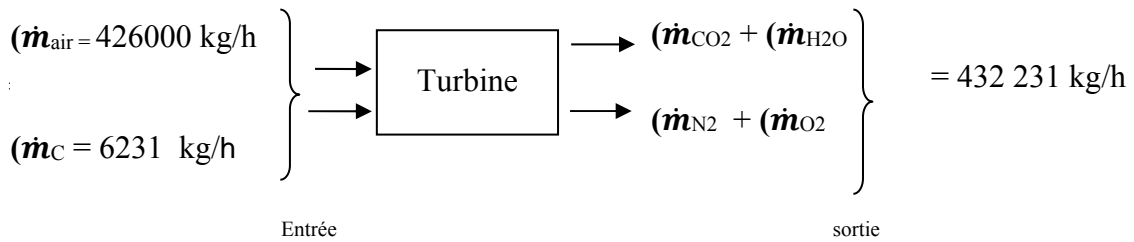


Fig. IV-9 : Schéma du bilan matière de la turbine

(\dot{m}_i : débit de gaz d'échappement du constituant i.

$$(\dot{m}_i = ((\dot{m}_{\text{air}} + (\dot{m}_C) Y_i$$

$$\bullet \quad ((\dot{m}_{\text{air}} + (\dot{m}_C) \text{ entrée} = \sum ((\dot{m}_i) \text{ sortie} = (\dot{m}_{\text{CO}_2} + (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + (\dot{m}_{\text{O}_2} + (\dot{m}_{\text{N}_2}$$

$$(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) \text{ entrée} = 426\,000 + 6231$$

$$(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) \text{ entrée} = 432\,231 \text{ kg / h}$$

Avec :

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) * Y_{\text{CO}_2} = (426\,000 + 6231) * 0.0361 * 24 / 1000$$

$$\rightarrow \dot{m}_{\text{CO}_2} = 374.48 \text{ tonnes / j}$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) * Y_{\text{H}_2\text{O}} = (426\,000 + 6231) * 0.0274 * 24 / 1000$$

$$\rightarrow \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 284.23 \text{ tonnes / j}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) * Y_{\text{O}_2} = (426\,000 + 6231) * 0.1762 * 24 / 1000$$

$$\rightarrow \dot{m}_{\text{O}_2} = 1827.81 \text{ tonnes / j}$$

$$\dot{m}_{\text{N}_2} = (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_C) * Y_{\text{N}_2} = (426\,000 + 6231) * 0.8026 * 24 / 1000$$

$$\rightarrow \dot{m}_{\text{N}_2} = 8325.8 \text{ tonnes / j}$$

Dans le tableau suivant, on regroupe les résultats des débits des gaz d'échappement :

Constituants des fumées	Débit horaire des gaz d'échappement (kg/h)	Débit journalier des gaz d'échappement (tonnes/jr)
CO₂	15 603.33	374.48
H₂O	11 842.91	284.23
O₂	76 158.75	1827.81
N₂	346 908.33	8325.8
Total	450 513.32	10 812.32

Tableau IV-7 : Quantités des gaz d'échappement émises

IV-11 Les différents paramètres qui influent directement et indirectement sur la quantité d'émission de CO₂ :

Les paramètres essentiels qui influent sur la consommation du combustible, et les émissions du CO₂ sont :

- Température ambiante.
- Taux de compression.
- Rendement global.
- Pouvoir calorifique.

Le tableau suivant représente l'influence de débit de combustible et la quantité de CO₂ en fonction de la température ambiante

T_{amb}	T_2	T_4	\dot{m}_C	\dot{m}_{CO_2}
16	280	445	6231	374.48
20	281	450	6245	374.49
25	284	456	6262	374.51
30	285	463	6291	374.5376
35	288	467	6286	374.5331
40	290	476	6338	374.57
45	291	482	6356	374.59

Tableau IV-8 : l'influence de débit de combustible et quantité de CO₂ en fonction de la température ambiante

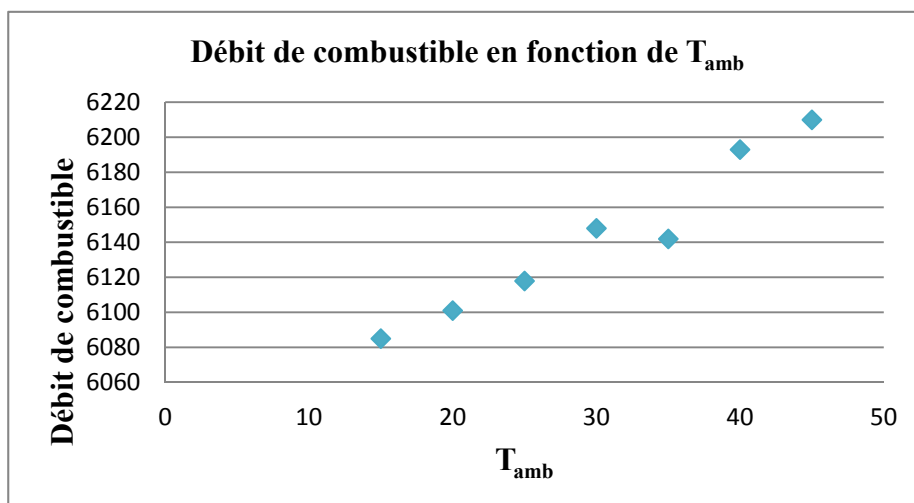


Fig. IV-10 : Variation du débit de combustible en fonction de T_{amb}

On remarque que le débit de combustible augment avec l'augmentation de la température ambiante par contre la quantité de Co₂ émise augment.

IV -12 Les différents résultats de calcul obtenus pour $T_{amb} = 16^{\circ}\text{C}$ sont représentés dans le tableau ci-dessous :

Puissance utile (kw)	20708
Puissance absorbée par le compresseur axial (kw)	30720
Débit de combustible (kg/h)	6231
Débit d'air (kg/h)	426 000
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12 000
T° sortie chambre de combustion T ₃ (°C)	815
Enthalpie H ₁ (kcal/kg)	3.87
Enthalpie H ₂ (kcal/kg)	66.85
Enthalpie H ₃ (kcal/kg)	215.83
Enthalpie H ₄ (kcal/kg)	112.49
Rendement compresseur axial (%)	77
Rendement détente (%)	85%
Rendement global (%)	27.55%

Tableau IV-9 : Résultats de calcul des paramètres de fonctionnement

Le débit de CO₂ émis par une turbine par jour dans la Station de Compression Sud est de

$$Q_{\text{CO}_2 \text{ émis}} = 374.48 \text{ tonnes/j}$$

IV-13 Calcul de la quantité de CO₂ annuelle émise au niveau de la Station deCompression Sud:

Selon la méthode de calcul utilisée de débit d'émission trouvé pour une turbine :

$Q_{\text{annuel émis}} = Q_{\text{journalier / machine}} * \text{nombre de machine fonctionnée} * \text{nombre de jour d'année}$

Avec :

$Q_{\text{journalier / machine}} = 374.48 \text{ tonnes / jr}$

Nombre de machines fonctionnées: 12

Nombre de jour d'année : 365 jours

Application numérique :

- $Q_{\text{annuel émis CO}_2} = 374.48 * 12 * 365$
- $Q_{\text{annuel émis H}_2\text{O}} = 284.23 * 12 * 365$
- $Q_{\text{annuel émis O}_2} = 1827.81 * 12 * 365$
- $Q_{\text{annuel émis CO}_2} = 8\,325.8 * 12 * 365$

Le tableau **IV-10** donne les débits d'émissions des gaz d'échappement calculés par an au niveau de la Station de Compression Sud :

Constituants des fumées	Quantités émises par an tonnes / an
CO₂	1 640 222
H₂O	1 244 927
O₂	8 005 807
N₂	36 467 700

Tableau IV-10 : Débit d'émissions calculé par an au niveau de la Station obtenu par calcul

Le débit de CO₂ émis par la Station de Compression Sud année 2007 pour un fonctionnement de 10 turbines en moyenne est de :

$$Q_{CO_2} = 1\,640\,222 \text{ tonnes / an}$$

IV-14 Estimation des quantités d'émission de CO₂ au niveau de la région de Hassi
R'mel :

Le tableau suivant donne une estimation des quantités émises du CO₂ à titre indicatif, par différentes unités de traitement au niveau régionale de Hassi R'mel, à savoir leurs consommation en fuel gaz et suivant la réaction de combustion durant l'année 2007:

Unités de traitement	Débit gaz à traité 10 ³ Sm ³ /an	Consommation 10 ³ Sm ³ /an	Q _{CO2} émis Tonne/jr	Q _{CO2} émis Tonne/an
Station sud	20133248	634288	3 557	1 298 388
Station nord	18711575	535187	3 001	1 095 528
Module 3	21800608	297010	1 666	607 979
Module 2	20066259	281790	1 580	576 824
Station boosting	54352435	271658	1 524	556 084
Module 4	22382620	166412	933	340 645
Sonalgaz	160522	160522	900	328 589
Phase B	/	143350	804	293 437
Module 1	22133811	110995	622	227 207
SRGA	1103353	73926	415	151 327
Module 0	10602801	46101	259	94 369
Djebel béssa	778471	10856	61	22 222
HR sud	2098426	5076	28	10 391
total	194324129	2737171	15 351	5 602 989

Tableau IV-11 : Quantités des émissions de CO₂ au niveau de la région de Hassi R'mel

V-1 Introduction :

Face à la menace sérieuse de changement climatique, trois types de solutions complémentaires peuvent être mises en œuvre :

- 1) La première consiste à limiter la consommation des énergies fossiles qui émettent du CO₂ grâce à des turbines plus performantes et aussi grâce à un meilleur comportement des utilisateurs;
- 2) La seconde consiste à remplacer les énergies fossiles par d'autres énergies qui n'émettent pas ou très peu de CO₂ telles que l'énergie nucléaire, l'énergie hydraulique, les biocarburants, les éoliennes, l'énergie solaire;
- 3) La troisième consiste à éviter tout rejet de CO₂ dans l'atmosphère en captant ce gaz dès sa source de production et en le stockant dans le sous-sol où il ne pourra plus contribuer au réchauffement climatique planétaire. Cette technologie pourrait être mise en œuvre partout où les émissions de CO₂ sont concentrées, c'est-à-dire principalement dans les secteurs de la production d'électricité et de la grande industrie comme l'industrie pétrolière et gazière, les cimenteries ou les centres sidérurgiques.

Cette dernière solution qui intègre également le transport du gaz pour l'acheminer depuis le lieu de captage vers le lieu de stockage est très prometteuse sur le plan environnemental et industriel :

- **Son intérêt environnemental** provient de la très grande capacité de la planète à stocker le gaz carbonique. On estime la capacité de stockage souterrain entre 1 000 et 10 000 milliards de tonnes de CO₂ à comparer aux 30 milliards de tonnes émises annuellement au plan mondial.

- **Son intérêt industriel** est soutenu par la conviction qu'une mobilisation mondiale contre le changement climatique est nécessaire et que malgré toutes les autres actions entreprises telles la maîtrise de l'énergie, le développement des énergies renouvelables et de l'énergie nucléaire, ces technologies seront indispensables pour permettre d'éviter un trop fort développement des émissions de CO₂.

Aujourd'hui toutefois, cette technologie se heurte d'une part, à des coûts relativement élevés dont le montant global comprenant le captage, la compression, le transport et le stockage, est évalué entre **40 et 70 \$/t de CO₂** et d'autre part, à l'incertitude concernant le comportement du CO₂ dans les structures géologiques pendant des milliers d'années. Par conséquent, pour être mise en œuvre à grande échelle (stockage de dizaines de millions de tonnes), cette filière nécessite d'importants progrès scientifiques et technologiques permettant de la rendre attractive économiquement et de garantir la fiabilité à long terme des stockages. Pour faire face à ce double défi, un effort soutenu de recherche scientifique et technologique doit être poursuivi en ce qui concerne chaque nouvelle étape de cette solution :

V-2 Solution (1) : Réduction de l'émission du CO₂ par l'optimisation des paramètres de marche de la turbine à gaz :

L'optimisation des paramètres de marche de la turbine à gaz, permet de réduire la quantité d'émission du CO₂, à savoir :

- Une diminution de la température d'entrée de l'air aspiré par le compresseur axial.
- Une augmentation du taux de compression du compresseur axial.
- Une diminution du débit de combustible consommé.
- Une valeur du PCI_{moyen} du combustible optimal.

D'autres facteurs influençant sur les performances de la turbine, tel que les pertes de charge à l'admission et à l'échappement, l'extraction du débit d'air de refroidissement, débit du gaz à réinjecter (changement de vitesse).

V-3 Solution(2) : Cycle de turbine à gaz avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement (installation d'un réchauffeur d'air):

Cette solution consiste en un chauffage de l'air comprimé avant l'entrée dans la chambre de combustion à l'aide d'un échange de chaleur avec les gaz d'échappement qui sortent à une température d'environ 500°C.

En effet, cet échange permet d'augmenter la température T_2 , et donc réduire l'écart de températures ($T_3 - T_2$), et la température des fumées T_4 , ce qui fait diminuer la chaleur fournie dans la chambre de combustion, et diminuer la chaleur cédée vers l'atmosphère induisant à une amélioration du rendement thermique de la turbine ; qui influe sur les émissions de CO₂ (réduction importante).

Le schéma proposé montre l'importance d'utilisation de la chaleur des gaz d'échappement pour réduire la consommation du combustible dans la chambre de combustion :

Les pertes de chaleur au niveau d'échappement des turbines à gaz sont très importantes. Voilà pourquoi le rendement de ces installations peut être augmenté par la récupération de cette chaleur perdue. C'est-à-dire par son utilisation pour l'échauffement de l'air en amont de la chambre de combustion, dans un échangeur thermique appelé récupérateur.

Le schéma proposé est donné sur la figure (V-1) :

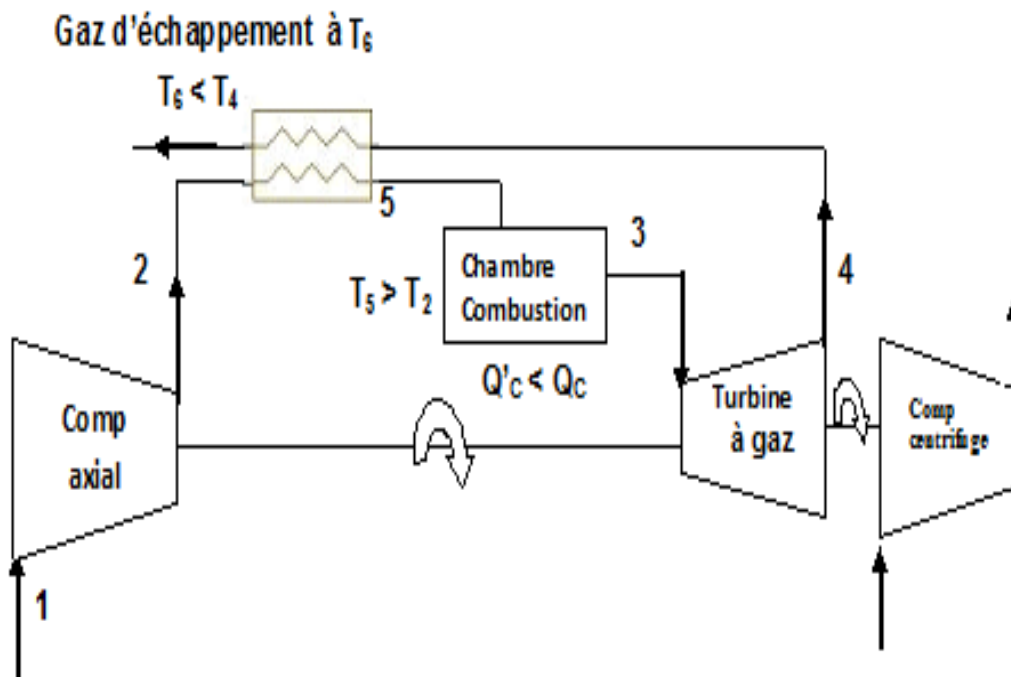


Fig. V-1 Schéma d'une turbine a gaz avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement

Sur le diagramme représentant ce cycle, les courbes suivantes correspondent à :

1 – 2 : Compression.

2 – 5 : Echauffement de l'air dans le récupérateur.

5 – 3 : Echauffement de l'air dans la chambre de combustion.

3 – 4 : Détente dans la turbine.

4 – 6 : Refroidissement des gaz d'échappement dans le récupérateur.

La figure suivante, donne le diagramme du cycle de récupération à l'aide d'un réchauffeur

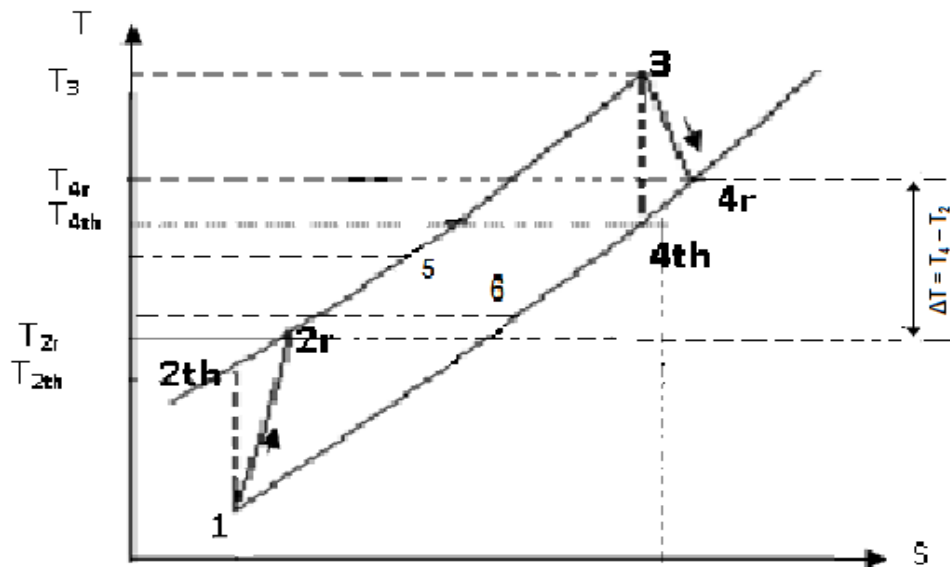


Fig.V-2 Diagramme du cycle de récupération d'une turbine à gaz

Le point 6 correspond à l'état des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur.

De ce diagramme, on voit bien que la récupération n'influe pas sur le travail utile du cycle.

Sous un taux de compression donné, et aux températures données, les valeurs du travail dans la turbine et dans le compresseur restent les mêmes, tandis que la chaleur fournie dans la chambre de combustion est diminuée grâce à l'échauffement de l'air dans le récupérateur.

C'est pourquoi la récupération augmente le rendement interne du cycle. L'amélioration du degré de récupération qui est le rapport de la quantité de chaleur échangée réellement dans le récupérateur à la quantité de chaleur échangée dans un récupérateur parfait, égale au rapport des températures : $(T_5 - T_2) / (T_4 - T_2)$ accroît aussi le rendement interne et fait diminuer la valeur optimale du taux de compression.

Il existe une certaine valeur de taux de compression, où la récupération ne mène pas à une augmentation du rendement du cycle, dans ce cas T_4 est égale à T_2 c'est-à-dire $\Delta T = 0$, généralement le degré de récupération est compris entre 0,5 et 0,85.

V-3.1 Calcul de la quantité émise du CO₂ avec l'installation du réchauffeur :

On a :

$$Q_{\text{échangée}} = m_{\text{air}} * C_{P \text{ air}} * (T_5 - T_2)$$

$$= M_{GE} * C_{PGE} * (T_4 - T_2)$$

$$\text{Tel que : } m_{\text{air}} * C_{P \text{ air}} * (T_5 - T_2) = M_{GE} * C_{PGE} * (T_4 - T_6) \quad \text{----- (7)}$$

Pour un rendement de l'échangeur qui est supposé égale à $r = 0,5$:

$$(T_5 - T_2) / (T_4 - T_2) = 0,83 \quad \longrightarrow \quad T_5 = 0,5 * (T_4 - T_2) + T_2$$

$$T_5 = 0.5 * (445 - 280) + 280$$

$$T_5 = 352.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

On obtient à partir de la relation (7) :

$$T_6 = T_4 - [\dot{m}_{\text{air}} * C_{P \text{ air moy}} * (T_5 - T_2) / \dot{m}_{GE} * C_{PGE T4}]$$

$$C_{P \text{ air moy}} = (C_{P \text{ air } T5} + C_{P \text{ air } T2}) / 2 = (0,24139 + 0,23808) / 2 = 0,2397 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

Application numérique:

$$T_6 = 445 - [426\,000 * 0,2397 * (352.5 - 280) / (426\,000 + 6231) * 0,2528]$$

$$T_6 = 358.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le nouveau rendement global de la turbine après l'installation du réchauffeur d'air :

$$\eta_T = W_u / Q_1$$

$$Q_1 = H_3(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c) - H_5 \dot{m}_{\text{air}}$$

- $H_5 = C_P * T_5 = 0,24139 * 352.5$

$$H_5 = 85.09 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_1 = 215.83 * (426\,000 + 6231) - 85.09 * 426\,000$$

$$Q_1 = 57\,038\,986 \text{ kcal/h}$$

$$W_u = (H_3 - H_4) * (\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c) - (H_2 - H_1) * \dot{m}_{\text{air}}$$

$$W_u = (215.83 - 112.49) * (426000 + 6231) - (66.85 - 3.87) * 426000$$

$$W_u = 17\,837\,271 \text{ Kcal/kg}$$

Application numérique:

$$\eta_T = W_u / Q_1 = 17\,837\,271 / 57\,038\,986$$

$$\eta_T = 31.27 \%$$

V-3.2 Calcul du débit de combustible consommé avec $\eta_T = 31.27\%$:

$$\dot{m}_{CC} = \{P_T + (H_6 - H_5)Q\dot{m}_{\text{air}}\} / ((PCI + \eta_{CC}) - H_6)$$

- $H_6 = C_{P\,T6} * T_6 = 0.2416 * 300.83$

$$H_6 = 86.63 \text{ kcal/kg}$$

Application numérique :

$$\dot{m}_C = \{(3600/4,18) * (51867) + [(72.04 - 100.81) * 426000]\} / [(10835 + *0,96 - 72.04)]$$

$$\dot{m}_C = 4392 \text{ kg/h}$$

V-3.3 Calcul de la quantité de CO2 émise avec $\eta_T = 31.27\%$:

$$Q_{CO_2} = \dot{m}_C * 2,56 * 24$$

$$Q_{CO_2} = 4392 * 2,56 * 24$$

$$Q_{CO_2} = 269 \text{ Tonne / jr}$$

On remarque que l'installation du réchauffeur a permis d'augmenter le rendement global de l'installation, et réduire la consommation en fuel gaz de 6231 kg/h à 4392 kg/h pour une turbine.

Les émissions du CO₂ ont diminués d'une valeur de 374.48 Tonnes/j pour 1 turbine à 269 tonnes /jr.

L'étude de faisabilité avec une évaluation technico économique de cette solution est recommandée pour un travail futur.

Rendement de l'échangeur (r)	rendement global de la turbine (η_T) %	débit de combustible kg / h	Quantité de CO ₂ tonnes /jr.
0.5	31.27	4392	269
0.6	32.41	4011	246
0.7	33.65	3630	223
0.8	35.00	3249	199

Tableau V-1:
La variation de certains paramètres en fonction de rendement de l'échangeur

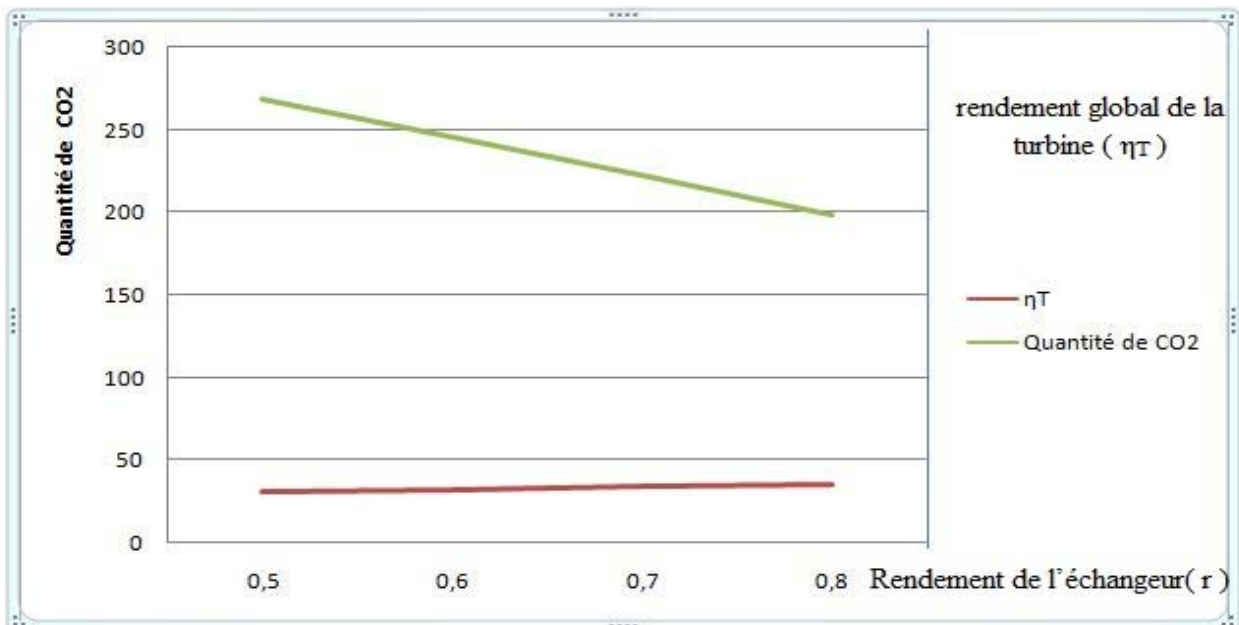


Fig.V-3 La variation de Quantité de CO₂ et le rendement global de la turbine en fonction de Rendement de l'échangeur

On remarque que : lorsque on augment le rendement de réchauffeur on aura une diminution très importante dans la quantité de CO₂ émise avec une augmentation de rendement de la turbine

V-4 Solution (3) : Cycle combiné :

Principe :

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz.

Un cycle combiné est une association de 2 cycles thermodynamiques. Le plus souvent, il s'agit d'un cycle de turbine à combustion et d'un cycle de turbine à vapeur. Les cycles combinés permettent d'atteindre une efficacité motrice de plus de 60 %.

L'association de 2 cycles permet de tirer plus de travail à partir de la chaleur produite par la combustion.

Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique avec les matériels disponibles actuellement. En point de vue environnement, les cycles combinés permettent d'améliorer le rendement énergétique tout en réduisant les émissions atmosphériques du CO₂

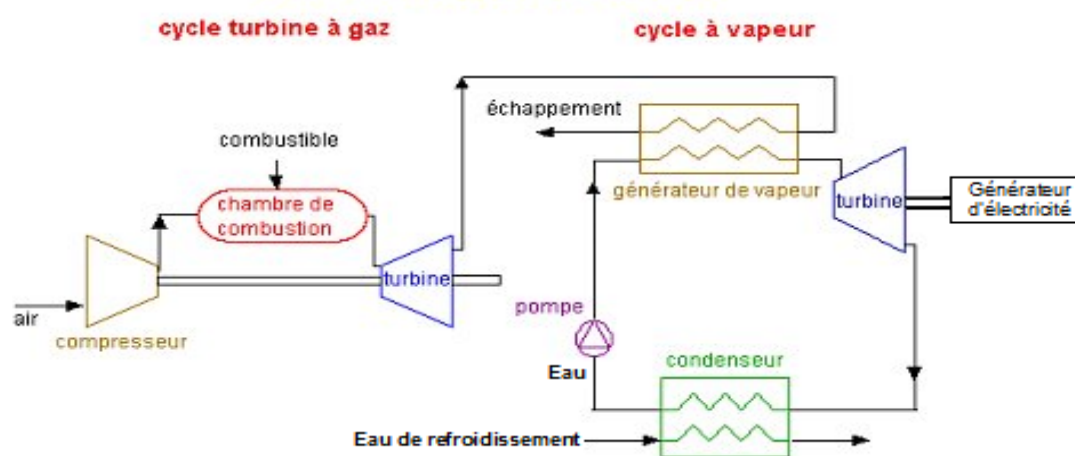


Fig.V-4 Schéma de principe du cycle combiné

Conclusion générale

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz dans le module de compression du gaz de Hassi R'mel sur lequel repose l'industrie gazière de notre pays. Nous avons eu la chance d'assister à une opération de révision d'une turbine à gaz MS5002b, ce qui nous a permis de consolider notre support théorique en la matière.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002b a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitations, notamment la température ambiante. Elle demeure la cause principale de la chute des performances de la turbine à gaz au niveau de la station sud, les températures relativement élevées, de la région de Hassi R'mel génèrent une baisse sensible du rendement thermique et de la puissance générée, ce qui se répercute négativement sur le coût d'exploitation.

L'installation d'un réchauffeur est une technique avérée et efficace, permettant d'améliorer le rendement de l'installation et diminuer les émissions du CO₂.

Le cycle combiné permet d'améliorer le rendement énergétique tout en réduisant les émissions atmosphériques du CO₂.

Des solutions existent pour réduire ces émissions. En particulier, la capture et la séquestration géologique du CO₂ apparaissent comme une voie prometteuse pour le futur.

Annexe

Annexe A : Paramètre de fonctionnement de turbine MS 5002b [2]

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
T₃ max (°C)	927
T₄ max (°C)	525
Puissance utile (kW)	26 100
Puissance de chauffe (kJ/kwh)	12 493
Excès d'air E (%)	300 – 500
Le taux de compression P₂/P₁	6 – 8
Débit d'air (kg/h) à 15°C	438 000
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12 000
Débit de combustible (kg/h)	7200
PCI (kcal/kg)	10835
Masse volumique du fuel gaz (kg/m³)	PM = 18.911kg/ kmol : ρ=0.84
Masse volumique du fuel gaz (kg/m³)	PM = 20 kg / kmol : ρ = 0.89
Rendement chambre combustion (%)	98
Rendement compresseur axial (%)	88
Rendement turbine total (%)	29
Rendement détente (%)	90
γ de l'air	1,4

Annexe B : [11] les constantes des gaz d'échappement (A, B, C, D)

Substance	Formula	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
Nitrogen	N ₂	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹
Oxygen	O ₂	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹
Air	—	28.11	0.1967 × 10 ⁻²	0.4802 × 10 ⁻⁵	-1.966 × 10 ⁻⁹
Hydrogen	H ₂	29.11	-0.1916 × 10 ⁻²	0.4003 × 10 ⁻⁵	-0.8704 × 10 ⁻⁹
Carbon monoxide	CO	28.16	0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹
Carbon dioxide	CO ₂	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹
Water vapor	H ₂ O	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹
Nitric oxide	NO	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹
Nitrous oxide	N ₂ O	24.11	5.8632 × 10 ⁻²	-3.562 × 10 ⁻⁵	10.58 × 10 ⁻⁹
Nitrogen dioxide	NO ₂	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹
Ammonia	NH ₃	27.568	2.5630 × 10 ⁻²	0.99072 × 10 ⁻⁵	-6.6909 × 10 ⁻⁹
Sulfur	S ₂	27.21	2.218 × 10 ⁻²	-1.628 × 10 ⁻⁵	3.986 × 10 ⁻⁹
Sulfur dioxide	SO ₂	25.78	5.795 × 10 ⁻²	-3.812 × 10 ⁻⁵	8.612 × 10 ⁻⁹
Sulfur trioxide	SO ₃	16.40	14.58 × 10 ⁻²	-11.20 × 10 ⁻⁵	32.42 × 10 ⁻⁹
Acetylene	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 × 10 ⁻²	-6.527 × 10 ⁻⁵	18.21 × 10 ⁻⁹
Benzene	C ₆ H ₆	-36.22	48.475 × 10 ⁻²	-31.57 × 10 ⁻⁵	77.62 × 10 ⁻⁹
Methanol	CH ₄ O	19.0	9.152 × 10 ⁻²	-1.22 × 10 ⁻⁵	-8.039 × 10 ⁻⁹
Ethanol	C ₂ H ₆ O	19.9	20.96 × 10 ⁻²	-10.38 × 10 ⁻⁵	20.05 × 10 ⁻⁹
Hydrogen chloride	HCl	30.33	-0.7620 × 10 ⁻²	1.327 × 10 ⁻⁵	-4.338 × 10 ⁻⁹
Methane	CH ₄	19.89	5.024 × 10 ⁻²	1.269 × 10 ⁻⁵	-11.01 × 10 ⁻⁹
Ethane	C ₂ H ₆	6.900	17.27 × 10 ⁻²	-6.406 × 10 ⁻⁵	7.285 × 10 ⁻⁹
Propane	C ₃ H ₈	-4.04	30.48 × 10 ⁻²	-15.72 × 10 ⁻⁵	31.74 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 × 10 ⁻²	-18.34 × 10 ⁻⁵	35.00 × 10 ⁻⁹
<i>i</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60 × 10 ⁻²	-23.01 × 10 ⁻⁵	49.91 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Pentane	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 × 10 ⁻²	-22.46 × 10 ⁻⁵	42.29 × 10 ⁻⁹
<i>n</i> -Hexane	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 × 10 ⁻²	-28.65 × 10 ⁻⁵	57.69 × 10 ⁻⁹
Ethylene	C ₂ H ₄	3.95	15.64 × 10 ⁻²	-8.344 × 10 ⁻⁵	17.67 × 10 ⁻⁹
Propylene	C ₃ H ₆	3.15	23.83 × 10 ⁻²	-12.18 × 10 ⁻⁵	24.62 × 10 ⁻⁹

Annexe C [11] : la masse molaire de certains gaz

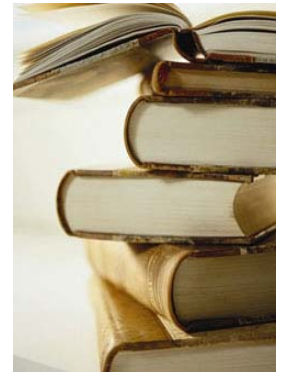
910 | Thermodynamics

TABLE A – 1

Molar mass, gas constant, and critical-point properties

Substance	Formula	Molar mass, <i>M</i> kg/kmol	Gas constant, <i>R</i> kJ/kg · K*
Air	—	28.97	0.2870
Ammonia	NH ₃	17.03	0.4882
Argon	Ar	39.948	0.2081
Benzene	C ₆ H ₆	78.115	0.1064
Bromine	Br ₂	159.808	0.0520
<i>n</i> -Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	0.1889
Carbon monoxide	CO	28.011	0.2968
Carbon tetrachloride	CCl ₄	153.82	0.05405
Chlorine	Cl ₂	70.906	0.1173
Chloroform	CHCl ₃	119.38	0.06964
Dichlorodifluoromethane (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876
Dichlorofluoromethane (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	0.2765
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805
Ethylene	C ₂ H ₄	28.054	0.2964
Helium	He	4.003	2.0769
<i>n</i> -Hexane	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647
Hydrogen (normal)	H ₂	2.016	4.1240
Krypton	Kr	83.80	0.09921
Methane	CH ₄	16.043	0.5182

BIBLIOGRAPHIE



[1] : Turbine a gaz , Centre de formation , Nuovo pignone , Florence

[2] : Manuel de formation de la turbine MS 5002 b." Nuovo pignone – Florence - (1987) "

[3] : General Electric. Gas turbine principles volume (1).

GE International Sale & services, Schenectady, New York (1988)

[4] : Les gaz à effet de serre et les changements climatiques , Groupe Conseil Nutshimit Inc. Rapport final Commission sur l'avenir de l'agriculture et de l'agroalimentaire québécois, Septembre 2007 / P558001

[5] : <http://www.lenntech.fr/dioxyde-carbone.htm>

[6] : http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89missions_de_CO2

[7] : Documentatlon SONATRACH, 'le champ de Hassi R'mel

[8] : Applied Hydrocarbon Thermodynamics volume 1." UNGIK LEE "

[9] : Energétique et turbomachines (691 / IGM). " G. Danieus "

[10] : Gas Turbine Engineering Handbook. " Meherwan P. Boyce "

[11] : Thermodynamics an engineering approach 5th ed 2006 - by cengel and boles 5th edition 2006 . appendix 1

[12] : Turbomachinery Design and Theory. " Rama S. R. Gorla et Aijaz A. Khan" 2003

[13] : **Activité chimique des gaz de combustion au cours de la détente dans les futures turbines a gaz** (*Thèse de doctorat en énergétique, soutenu le 27 septembre 1996 a lamp par thierry godin*)

[14] : **Comportement et durée de vie des pièces multi perforées , Application aux aubes de turbine.**(*thèse de doctorat soutenu et présenté par Jean Marc Cardona le 20 décembre 2000 a l'école nationale supérieure des mines de paris*).

[15] : Optimisation des performances d'unité co-générées de production d'énergie par turbine a gaz et moteurs perspectives (*conférence du 5 septembre 2001 , Serge Boudigues, Georges Descombes , Pierre Neveu et Laurent Prévond)
Session HPC 01 Heat powerd Cycles conférences (conservatoire nationales des arts et métier, Paris).*

[16] : Passage et comparaison entre l'ancienne et la nouvelle technologie apportée à la turbine à gaz MS500b (*mémoire fin d'études d'ingénieur spécialisé. Présenté par : Horimek Abd Errahmane Benaiassa Mansour. Novembre 2005. INSTITUT algérien DU Pétrole).*

[17] : Modèle mathématique comportement des cycles turbines a gaz et a vapeur combine (*Thèse doctorat soutenu et présenté par Jose Luis Rapun Jimenez, octobre 1999 Université Polytechnique de Madrid)*