

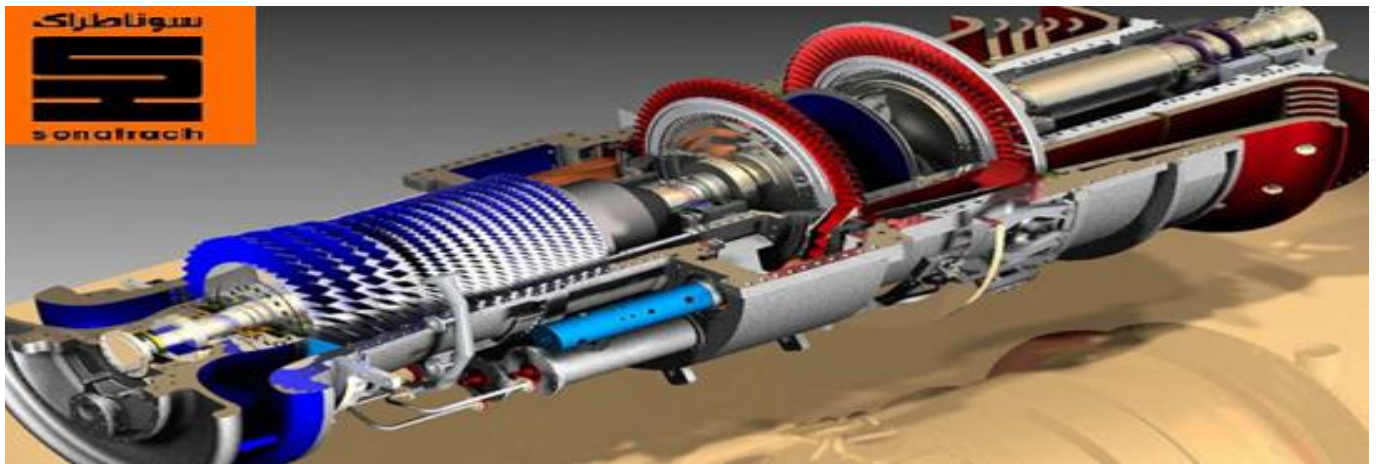
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'étude En vue d'obtention du Diplôme
Master en Génie Mécanique
Option : Génie Thermique et Energie Renouvelable

THEME

**Amélioration des Performances thermodynamiques
de la Turbine à Gaz MS5002C Par
Refroidissement d'air à l'entrée du compresseur
axial et récupération de chaleur.**



Présenté par :

- libdri Mohammed El-amine
- Benbouzaine Fatima

Encadré par : Dr. Saim Rachid

Devant le jury, composé de :

Mr. N korti
Mr. K Aliane
Mr. A Aliane

Président
Examinateur
Examinateur

ANNEE UNIVERSITAIRE
2011/2012

Remerciements

Avant tout on remercie Dieu, le Tout-Puissant, qui nous a donné la force, le courage et la patience pour poursuivre nos études et réaliser ce mémoire.

De prime abord, on tient à exprimer notre profonde reconnaissance et notre vifs remerciements à Monsieur **SAIM RACHID**, qui nous a fait l'honneur d'encadrer ce travail avec une grande disponibilité. Sa confiance, ses encouragements, son support et la passion de son travail ont été très stimulants. Merci mille fois pour le temps que vous nous avez consacré.

Ce mémoire de master a été réalisée au niveau de Sonatrach - Division production – Hassi R'mel, sous la direction de Monsieur **Chouha.N**, chef de service exploitation, et Monsieur **Melliani**, contre maitre qu'ont tenons à les remercier pour la disponibilité, la confiance, les conseils, l'encadrement et le soutien moral qu'ils ont su nous apporter tout au long notre période de formation. Ont tenons également à les remercier de toute la patience dont ils ont su faire preuve au cours de la rédaction de notre mémoire.

Nous remercions également Monsieur **Beyaz**, chef département de maintenance. Qu'il veuille trouver ici l'expression de notre gratitude pour l'aide qu'il nous a apportée durant la période de notre stage. Soyez assuré de notre profond respect et de notre vive reconnaissance. Aussi, ont voudrai exprimer cette reconnaissance à tout le personnel de Sonatrach – Division maintenance - qui nous ont toujours aidé chaque fois qu'ont désirais avancer dans notre recherches bibliographiques.

Egalement, nous avons très honoré que Monsieur **Y. KHADRAOUI** à accepté de juger et d'assurer la présidence du jury. Qu'il trouve ici le témoignage de notre reconnaissance et de notre respectueuse gratitude.

A Mr. **A. ALIANE** ainsi qu'à Mr. **K. ALIANE**, ont expriment notre sincères remerciements pour avoir accepté de juger ce travail.

Ont tiens aussi très sincèrement à remercier tous nos professeurs de la faculté de Technologie de l'Université de Tlemcen qui ont façonné notre connaissance année en année ; sans eux, ont n'auraient pas eu des ressources intellectuelles nécessaires pour mener ce travail de grande envergure.

A tous ceux qui ne se sentent pas nommément citer la liste est longue, ont disons merci.

Dédicace

*A*ujourd'hui, une des cimes est atteinte, son chemin ma mère et mon père l'on jalonné pour moi d'encouragement et de soutiens, c'est pourquoi je leur dédie ce présent mémoire car le grand mérite leur revient.

Je le dédie également :

A ma sœurs wahiba, mes frères mohamed, nabil, abdelhak,oussama.

A mes amis, Med.Saim mamoune, Abassi horia...etc , pour leur sincère amitié et leur aide inestimable. Par votre belle humeur quotidienne, vous m'avez toujours encouragé et appuyé dans mes bons comme dans mes mauvais moments, et je vous en serai toujours reconnaissante.

*U*ne pensée particulière à ma très chère amie et sœur, Mlle Beddou amina, qui n'a pas cessé de me rapporter un quelconque soutien dans la vie de tous les jours. Je demande Dieu de vous bénir car vous êtes précieuse pour moi.

A mon binôme med amine libdri.

A tous mes autres collègues de la promotion Master 2010/2012.

A tous ceux qui ont manifesté un intérêt pour mon travail et qui m'ont encouragé à rassembler les informations qui constituent aujourd'hui cette thèse.

A tous ceux qui j'aime

Sommaire

Introduction générale	2
CHAPITRE I : PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL	
Introduction.....	3
I.1 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL.....	3
I.1.1 Position géographique	3
I.1.2 Historique du champ.....	3
I.1.3 Production du champ.....	4
I.2 ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL	4
I.2.1 Zones d'activités.....	4
I. 2.2 Composition du parc exploitation.....	7
I.3 DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL.....	8
I.3.1 Rôle des directions.....	9
I.3.2 Rôle des Divisions.....	10
I.4 DESCRIPTION GENERALE DE BOOSTING.....	10
I.4.1 Le rôle de station boosting.....	10
I.4.2 Les différentes stations Boosting.....	11
I.4.3 Description de la station boosting central (SBC).....	11
Conclusion.....	12
CHAPITRE II : GENERALITE SUR LES TURBINE A GAZ	
Introduction	13
II .1 Définitions.....	13
II .2 Principe de fonctionnement.....	14
II .3 Type et applications des turbines à gaz.....	14
II .3.1 Turbine à gaz à un seul arbre.....	15
II .3.2 Turbine à gaz à deux lignes d'arbre.....	15
II .3.3 Turbines avec étage à action et à réaction.....	16
II.4 Rendement.....	17

II.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	17
II.6 Compresseur centrifuge.....	18
II.6 .1 Principaux composants du compresseur centrifuge.....	18
II.6.2 Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge.....	19
II.6.3 Pompage.....	19
Conclusion.....	19
CHAPITRE III : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C	
Introduction.....	20
III.1 Généralités.....	20
III.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.....	21
III.2.1. Système du lancement de la turbine.....	21
III.2.2 Caractéristiques typiques du lancement de la turbine à gaz.....	22
III.2.3. Arrêt normal de la turbine à gaz.....	22
III.3 Caractéristiques de la turbine MS 5002C.....	23
III .3.1 La partie auxiliaire.....	24
III.3.1.1 Aspiration.....	24
III.3.1.2 Corps d'admission.....	25
III.3.1.3 Système de démarrage.....	25
III.3.1.4 Système de l'huile de graissage.....	25
III.3.1.5 Système d'alimentation par le combustible.....	26
III.3.1.6 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	26
III.3.1.7 Dispositifs anti-pompage.....	26
III.3.1.8 Système d'échappement.....	26
III.3.1.8.1 Section échappement.....	26
III.3.1.8.2 Ensemble cadre d'échappement.....	27
III.3.1.8.3 Chambre d'échappement.....	27
III.3.1.9 Paliers.....	28

III.3.1.10 Réducteur.....	28
III.3.1.11 Vireur hydraulique.....	29
III.3.1.12 Système de l'embrayage de lancement.....	29
III.3.2 Le compresseur axial.....	29
III.3.2.1 Généralités.....	29
III.3.2.2. Rotor du compresseur.....	30
III.2.3 Stator du compresseur.....	30
III.3.2.3.1 Corps coté aspiration.....	31
III.3.2.3.2 Corps partie avant du compresseur.....	31
III.3.2.3.3 Corps partie arrière.....	31
III.3.2.3.4 Corps du compresseur côté refoulement.....	31
III.3.2.4 Aubages.....	31
III.3.3 Section combustion.....	32
III.3.3.1 Généralités.....	32
III.3.3.2 Enveloppe de combustion.....	33
III.3.3.3 Chambre de combustion.....	33
III.3.3.4 Bougie d'allumage.....	34
III.3.3.5 Détecteurs de flamme ultraviolette.....	34
III.3.3.6 Injecteurs de combustible.....	35
III.3.3.7 Tubes-foyers.....	35
III.3.4 Section turbine.....	35
III.3.4.1 Corps de la turbine.....	35
III.3.4.2 Directrice du premier étage.....	35
III.3.4.3 Directrice du deuxième étage.....	36
III.3.4.4 Roues de turbine.....	37
III.3.4.5 Ensemble diaphragme.....	38
III.3.4.6 Rotor de la turbine.....	39

III.4 Influence d'agents externes sur les performances de la turbine.....	39
III.4.1 Effet de l'augmentation de la température d'admission du compresseur	39
III .4.2 Influence de l'altitude sur les performances de la turbine.....	40
III.5 Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine à gaz.....	42
III.5. 1 Chute de pression dans la section d'admission du compresseur.....	42
III.5.2 Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine.....	42
III.5.3 Influence du type de gaz carburant.....	43
III.5.4 Extraction d'air du compresseur axial.....	44
Conclusion.....	45

CHAPITRE IV : CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ SANS AMELIORATION

Introduction.....	46
IV.1 Données du problème.....	46
IV. 2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C.....	48
IV.3 Les paramètres opératoires.....	49
IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz.....	49
IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible.....	50
IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine....	52
IV.6 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial.....	53
IV .6.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16ème étage.....	53
IV.6.2 Détermination du rendement du compresseur axial Hca.....	54
IV.6.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial TS.....	54
IV.6.4 .1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial.....	55
IV.6.4 .2 Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement.....	56
IV.6.4 .3 Détermination de l'enthalpie au point 2.....	56
IV .6. 4 .4 Calcul de l'enthalpie du combustible.....	56
IV.6.4.5 Recalcul de l'enthalpie H4 en tenant compte du débit de combustible.....	57
IV 6.4 .6 Détermination du débit d'air stœchiométrique.....	57

IV.6.4.7	Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible.....	57
IV.6.4.8	Détermination de la valeur de l'excès d'air.....	58
IV.6.4.9	Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement.....	60
IV.6.4.10	L'Enthalpie à la température T4 en tenant compte du débit de combustible H'...	60
IV.6.4.11	Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible.....	60
IV.6.5	Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement.....	61
IV.6.5.1	Détermination de la quantité d'O2 nécessite par 1Kg de combustible.....	61
IV.6.5.2	Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible.....	61
IV.6.5.3	Détermination des quantités de CO2 et de H2O émises.....	62
IV.6.5.4	Détermination de la concentration des gaz d'échappement.....	63
IV.6.5.5	Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement.....	63
VI.7	Détermination de la température sortie chambre de combustion T3 r.....	63
VI.7.1	Détermination de l'enthalpie H3.....	64
VI.8	Détermination de la température théorique T4 th.....	64
VII.8.1	Calculons δ au point T3.....	64
VI.8.2	détermination de CP T3.....	64
VI.8.3	détermination de CV T3.....	64
VI.9	Détermination du rendement de la détente de la turbine.....	65
VI.9.1	Détermination du rendement global de la turbine.....	65
VI.9.2	Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion.....	65
VI.9.3	Détermination de la chaleur perdue à l'échappement.....	66
VI.9.4	La chaleur perdue à l'échappement.....	66
VI.9.5	Calcul thermodynamique à partir des données réelles.....	68
VI.9.5.1	Données de départ.....	69
VI.9.5.2	Résultats des calculs.....	72
Conclusion	72

CHAPITRE V : AMELIORATION DU CYCLE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

Introduction.....	73
V.1 Procédé de refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial.....	73
V.2 Présentation de l'installation de la turbine à gaz avec refroidissement d'air et récupération de chaleur.....	74
V.3 Calcul thermique et dimensionnement du refroidisseur.....	74
V. 3.1 Bilan thermique.....	74
V.3.2 calcul DTLM : différence de température logarithmique moyenne.....	75
V.3.3 facteur de correction « F » qui dépend de deux paramètres R, E.....	75
V.4 choix de l'appareil.....	76
V. 5 calcul surface de l'échangeur.....	77
V.6 calcul nombre des tubes par calandre.....	77
V.7détermination de coefficient globale sale Ks de l'appareil.....	78
V.8 détermination de température calorique (Tc c, Tct).....	78
V.8.1 température calorique coté calandre.....	78
V.8.2 température calorique coté tube.....	79
V.9 calcul les deux coefficient (Kc et Fc).....	80
V.10 calcul du coefficient de transfert propre Kp.....	80
V.10 .1 coté tube.....	81
V.10 .2 coté calandre.....	81
V.11 vérification de la résistance d'encrassement.....	83
V. 12 Perte de charge.....	83
V.13 Procédé de récupération de chaleur.....	86
VI - 1 - quantité du combustible gagné par la récupération.....	90
V.14 Calcul de la quantité de chaleur récupérée.....	90
Conclusion.....	91
Conclusion générale.....	92

Introduction générale

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.

[7-8]

Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

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. [9-10]

A cet effet différentes méthodes (régénération, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air à l'admission ...) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

A cet effet, nous avons pris des caractéristiques d'une turbine à gaz Nuovo Pignone MS5002C 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 amélioration la performance de turbine à gaz. L'influence des conditions ambiantes sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence. Afin de rendre cet équipement insensible à la variation de la température ambiante, refroidissement d'air à l'admission par un échangeur de chaleur et récupération de chaleur a été étudiée à la turbine MS5002C utilisée par SONATRACH dans l'unité de l'exploitation au niveau du champ de HASSI R'MEL.

Le présent travail est en cinq chapitres.

Dans le premier chapitre, une description du champ du Hassi R'mel, notamment sa situation géographique, sa capacité de production ainsi que son impact sur l'économie nationale, a été présentée.

Des généralités sur les turbines à gaz concernant la comparaison entre les différentes catégories, les modes de fonctionnement, le rôle de chaque composant, les avantages et les inconvénients, ont été présentés dans le deuxième chapitre.

Une description détaillée de la turbine à gaz MS5002b, utilisée au niveau du champ de Hassi R'mel, a été abordée dans le troisième chapitre, où l'on a passé au revu tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les paramètres d'influences les améliorations apportées.

Le quatrième chapitre sera consacré à l'étude thermodynamique du cycle de la turbine a gaz MS5002C. 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. Par la suite un deuxième calcul a été effectué, en suivant la même procédure, mais avec les conditions opérationnelles réelles du site de Hassi R ' mel et une comparaison entre les deux cas extrêmes a été présentée.

Dans le cinquième et dernier chapitre, une solution combinée a été présentée afin d'essayer de rapprocher les conditions opérationnelles aux conditions de fonctionnement optimales.

Une partie de la solution consiste à refroidir l'air ambiant, initialement à 48 °C, Entrant dans le compresseur axial en installation un système de refroidissement à absorption, d' où la nécessité de procéder à un dimensionnement d'un échangeur adéquat répondant à cette exigence.

L'autre partie de la solution consiste à installer un procédé de récupération de chaleur qui permettra de récupérer une partie de la chaleur véhiculée par les gaz d'échappements et d'augmenter ainsi la température de l'air à l'entrée chambre de combustion.

CHAPITRE I**PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL[6]****Introduction :**

Le gaz naturel est un hydrocarbure d'une importance capitale et ce depuis sa découverte en 1921. Il joue un rôle très important dans l'économie ainsi que dans les relations entre les pays producteurs et les pays importateurs.

L'Algérie possède environ 10 % de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

- Gaz sec ou gaz de vente (C1, C2).
- Gaz propane liquéfié "GPL" (C3, C4).
- Condensât (C5 et plus).

I.1 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL :**I.1.1 Position géographique :**

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 Km au sud D'Alger et, à une altitude de 760 m.

Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km², soit 70 Km environ dans la direction nord sud Et 50 Km dans la direction Est-Ouest.

le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité Moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver.

Les amplitudes sont importantes variant de 5 °C en hiver à 50 °C en été.

I.1.2 Historique du champ :

Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'importantes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champ.

Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube.

I.1.3 Production du champ :

La production du champ de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m³ en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.

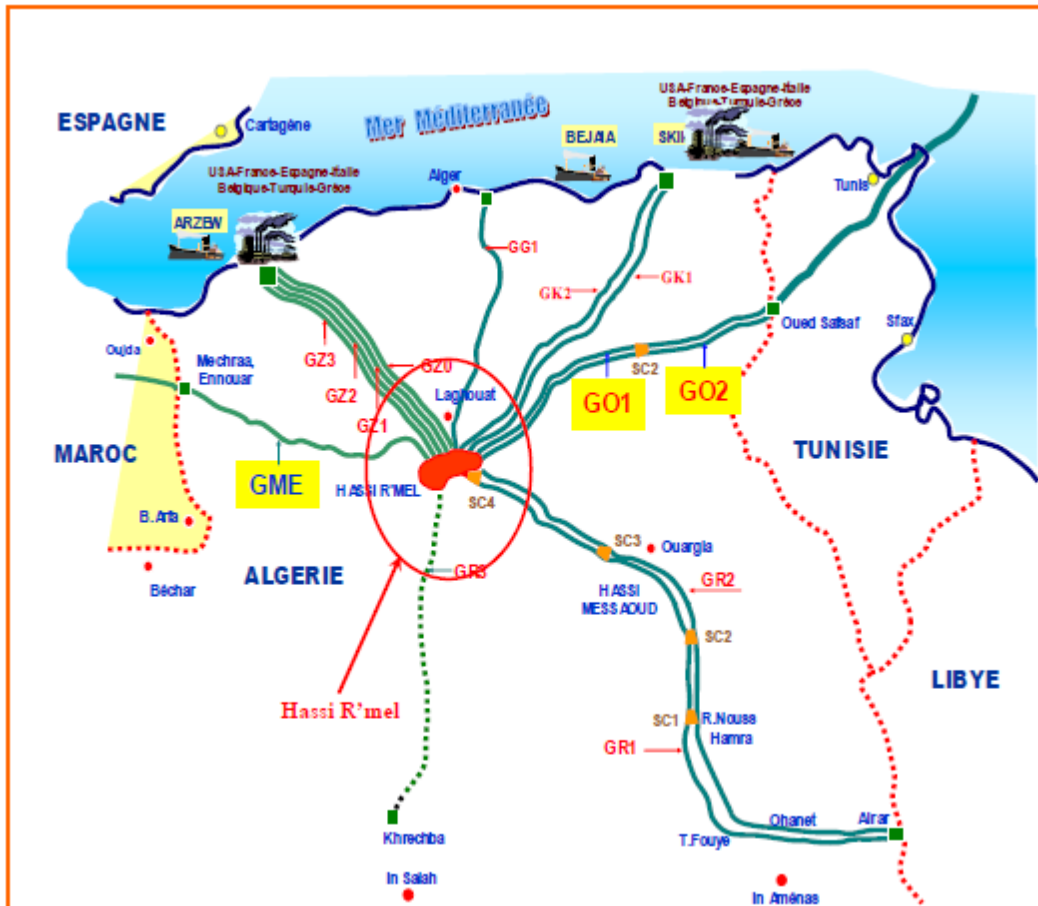


Figure (I-1) Position géographique du champ de Hassi R'mel.

I.2 ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL :

I.2.1 Zones d'activités :

Le champ de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

- **Zone Nord** : Constituée de
 - ❖ Usine de traitement de gaz (Module 03).
 - ❖ Station de compression Nord.

- **Zone Centrale :** Constituée de
 - ❖ Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).
Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).
 - ❖ Station de récupération des gaz associés (SRGA).
 - ❖ Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).

- **Zone Sud :** Constituée de
 - ❖ Usine de traitement de gaz (Module 02).
 - ❖ Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
 - ❖ Station de compression (Hassi R'mel Sud).

I. 2.2 Composition du parc exploitation :

➤ **Modules:**

Le module est le diminutif de "Module Processing Plant", il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq (5) modules sont implantés sur le champ de Hassi R'mel, quatre (4) ont une capacité unitaire de 60 millions m³ / jour.

Le cinquième module, le plus ancien (module 0), a une capacité de 30 millions m³ / jour. Les modules 1 et 0 disposent d'une unité complémentaire commune, désignée d'ailleurs «communs» ou «phase B».

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, Condensât) à la station CSTF.

Pour la réinjection de gaz, il y a deux stations de réinjection de 90 millions de m³ / jour chacune.

Le parc compte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 16000 appareils d'instrumentations.

➤ **Stations de compression :**

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aéroréfrigérants.

➤ **Salles de contrôle :**

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement. Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).

➤ **Centre de Stockage et Transfert (CSTF) :**

Le condensât et le GPL produits par tous les modules de traitement de gaz sont acheminés vers le CSTF, qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'mel. Là, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles et comptabilisés avant d'être expédiés vers ARZEW.

Le **CSTF** comprend :

- ❖ Trois (3) bacs de 35000 m³ et quatre (4) de 45000 m³, pour le stockage du Condensât.
- ❖ Douze (12) sphères de 7000 m³ chacune, pour le stockage du GPL.

Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante, sont comprimées par les turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter la torche du GPL.

➤ **Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA) :**

C'est une unité qui a démarré le 18 avril 1999, avec une capacité de 4000 m³/jour. Cette station comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité de 1 millions de m³/jour.

➤ **Centre National de Dispatching Gaz (CNDG) :**

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'mel et d'autres région du sud.

Ces quantités sont distribuées vers les centres de consommation GNL, sonelgaz, et à l'étranger.

➤ **Anneau d'huile :**

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

- ❖ Forage de 60 puits pour la production d'huile.
- Construction de 5 centres de traitement d'huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

➤ **Centre de formation :**

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du Pôle de Hassi R'mel.

A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places.

Le développement du champ de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998.

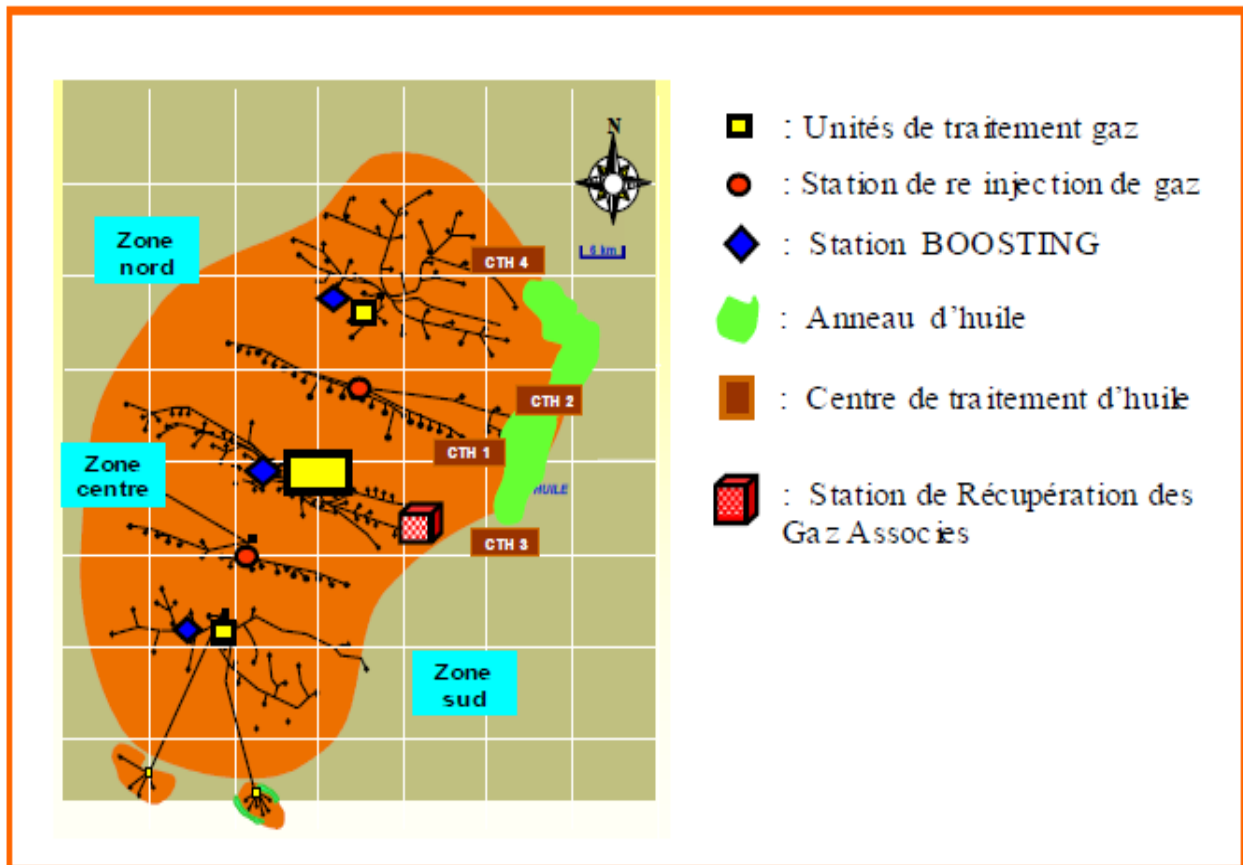


Figure (I-2) Composition du parc exploitation.

I.3 DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL :

Elle a pour mission essentielle le développement et l'exploitation des hydrocarbures.

Pour ce faire et afin de répondre à son plan de charge convenablement, elle s'est dotée des sous directions et divisions présentées dans l'organigramme ci-dessous :

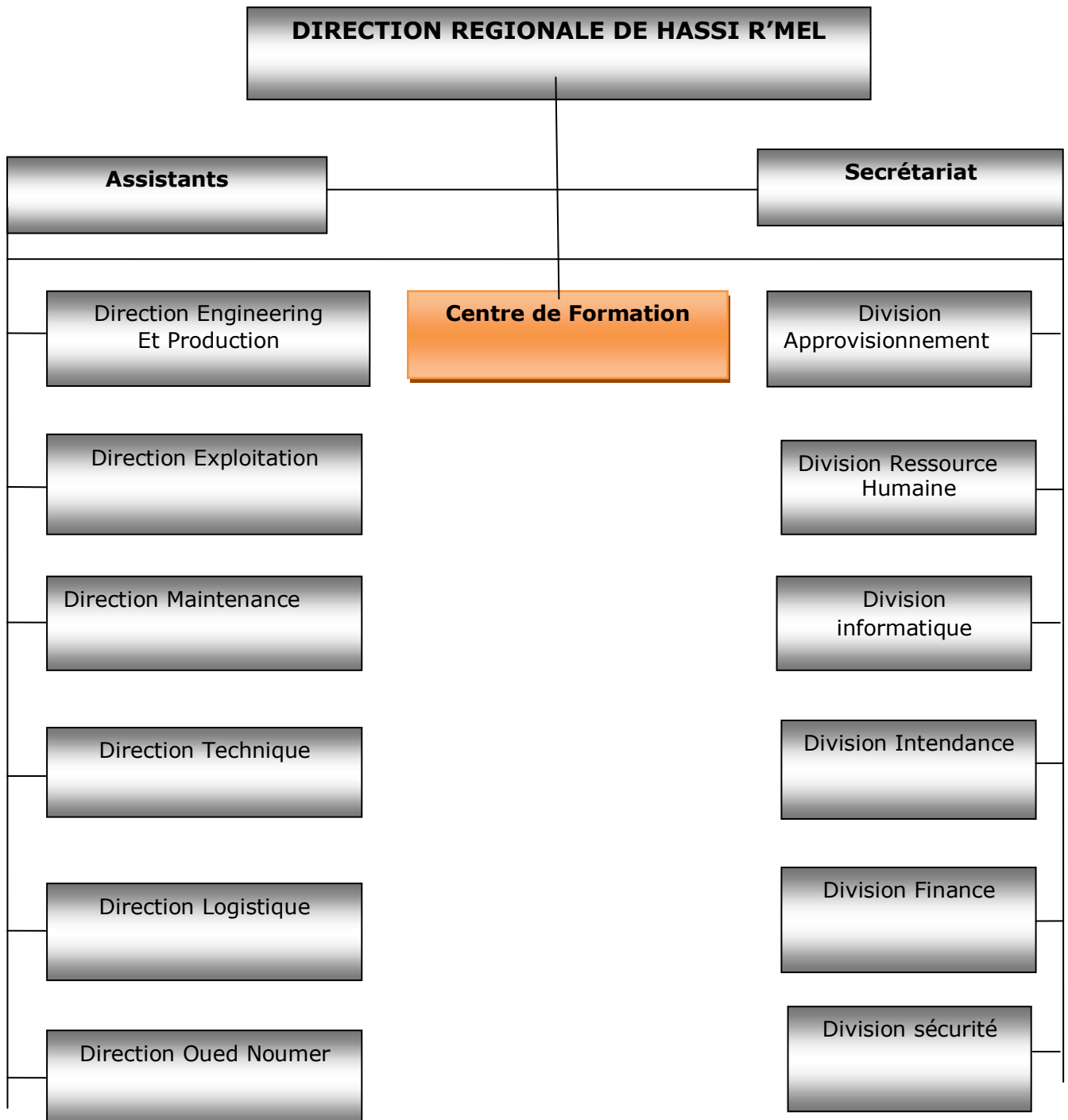


Figure (I-3) Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel.

I.3.1 Rôle des directions :**➤ Direction Engineering et Production :**

Elle a pour objectif, la planification, le développement, l'organisation et la Mise en œuvre des services techniques opérationnels et l'intervention sur toutes les installations des puits et le centre de traitement d'huile.

➤ Direction Exploitation :

Sa tâche principale est la réalisation des programmes de production, de Traitement et d'injection des hydrocarbures établis par la région.

➤ Direction Maintenance :

Son rôle est la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des réserves de maintenance liées aux besoins actuels et futures de la région dans différentes activités : mécanique, électricité et instrumentation.

➤ Direction Technique :

Elle a comme mission la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre d'une capacité de construction pétrolière répondant aux besoins de développement du champ de Hassi R'mel.

➤ Direction Logistique :

Elle a pour objectif, la réalisation des travaux de génie civil, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiment, plomberie et menuiserie.

I.3.2 Rôle des Divisions :**➤ Division Approvisionnement :**

Elle a pour but l'approvisionnement, le développement, l'organisation et la mise en disposition des matériels des équipements, outillage de construction et de gros engins.

➤ **Division Ressources Humaines :**

Son rôle est l'organisation et le contrôle des activités de la région du côté recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

➤ **Division Informatique :**

Elle a pour objectif la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique dans toute la région.

➤ **Division Intendance :**

Sa tâche principale est la prestation de service de restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

➤ **Division Finance :**

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion.

➤ **Division Sécurité :**

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel et des biens, le développement de la sécurité, sont les principales tâches de la division sécuri

I.4 Description générale de BOOSTING :

I.4.1 Le rôle de station boosting :

Depuis le début d'exploitation du gisement gazier de Hassi R'mel jusqu'à ce jour, on enregistre de plus en plus une baisse de pression graduellement .Alors que cette pression ne doit pas chuter au-dessous de 100 bars, parce que le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour la récupération de maximum de liquides (GPL et Condensât) il faut réaliser de grandes détentes.

Donc le gaz naturel brut pour qu'il soit traitable au niveau des modules, il qu'il y ait une pression supérieure à 100 bars à l'entrée du manifold du module. Pour cela, on prévu trois stations de compression du gaz brut qui seront implanter entre les puits producteurs et le manifold d'entrée des modules pour augmenter la pression du gaz à traiter.

I.4.2 Les différentes stations Boosting :

Les Trois stations sont réparties comme suite :

- **Station Boosting centrale**, qui augmente la pression qui provient de 92 puits producteurs pour les modules MPP0, MPP1 et MPP4.
- **Station Boosting Nord**, qui augmente la pression qui provient de 38 puits producteurs pour le module MPP3.
- **Station Boosting Sud**, qui augmente la pression qui provient de 40 puits producteurs pour le module MPP2.

Ces stations sont conçues de façon à comprimer le gaz brut jusqu'à une pression Au-dessus de 100 bars pour maintenir l'exploitation durable dans les Cinq modules.

I.4.3 Description de la station boosting central (SBC) :

La station boosting centrale est conçue de façon à comprimer le gaz d'alimentation jusqu'à une pression ou moins supérieur à 100 bars, pression qui sera livrée à l'entrée des modules MPP0, MPP1, MPP4

Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'aimantation sont respectivement séparés en amont du compresseur centrifuge, le condensat séparé étant envoyé vert chaque module et de son cote l'eau séparée étant évacuée vers le système d'évacuation d'eau huileuse. (Voir le schéma de section de porcidé de la SBC)

Chaque station boosting comporte 3 sections suivantes :

- **Manifold :**

Cette section et constituée des élément suivants :

- ❖ Manifold d'entrée et de sortie.
- ❖ Line de by-pass de la station.
- ❖ Vanne d'arrêt d'entrée et celle de sortie.

- **Séparation d'entrée :**

Cette section et constitue des équipements suivant :

- ❖ Séparateur d'entrée.
- ❖ Refroidisseur de condensât.

Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'alimentation sont respectivement séparés dans D 901 et gaz d'alimentation séparé est envoyé vers l'unité Boosting.

Le liquide condensat venant du séparateur D901 est refroidit en passant à travers les refroidisseurs respectifs E-904/905, jusqu'à une température de 49°C avant d'être fourni à chaque module correspondant. Le débit du liquide condensat pour chaque module est contrôlé par FV 930/931/934.

L'eau est envoyée vers le système d'évacuation d'eau huileuse. Toutefois compte tenu d'une distance de 250 m entre les séparateurs et pour éviter un éventuel déséquilibre du débit, les six séparateurs sont mutuellement isolés l'un de l'autre. Le condensat séparé du gaz d'alimentation, est refroidi et envoyé directement à l'intérieur des modules.

➤ **Boosting :**

Cette section est constituée des éléments suivants :

- ❖ Collecteur d'entrée et de sortie ;
- ❖ Unité Boosting ;
- ❖ Compresseur booster K-901 ;
Type : centrifuge, BCL 606/3-A
Dispositif d'entraînement : turbine à gaz MS5002c
- ❖ Aéroréfrigérant à la sortie du compresseur.

Le gaz venant de la section de séparation d'entrée, est envoyé via le collecteur d'entrée vers chaque unité Boosting. Le ballon d'entrée de chaque unité sert à enlever le liquide en gouttelettes restant dans le gaz pour assurer l'exploitation sûre des compresseurs centrifuges. le gaz sera comprimé par le compresseur centrifuge K-901, puis refroidit par les aéroréfrigérant E-901.

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 et de ces composantes a été entamée, notamment les turbines à gaz permettant ainsi de les positionner dans le schéma d'ensemble de la station.

Chapitre II

Généralité sur les turbines à gaz

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser, d'une manière générale, aux définitions et fonctionnements des différents organes constituant une turbine à gaz. Il existe plusieurs types de turbines à gaz, selon le domaine d'utilisation. On les retrouve dans la production de l'énergie électrique, la production de poussée et l'entraînement des organes de compression, notamment ; les pompes, les compresseurs axiaux et centrifuges, requis pour les applications de l'industrie lourde qui nécessitent un taux de compression très élevé (Compression de gaz ...).

II .1 Définitions :

La turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne. Elle puise et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui à lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité, de même que la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variation périodique de l'état de fluide. La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformations constituant le cycle thermodynamique réalisé par le fluide. [4]

II .2 Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant ;
- Elle le comprime à une pression plus élevée ;
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion ;
- Elle achemine les gaz brûlés à pression et à température élevées vers la section de la Turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (l'énergie nette). L'énergie récupérée au niveau de la turbine sert, en partie, à faire fonctionner le compresseur, par une liaison mécanique adéquate, permettant de mener de l'air à une pression et température de combustion, et le reste de l'énergie est transmise Pour entraîner un quelconque organe (alternateur, compresseur... etc).
- Elle décharge dans l'atmosphère, les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus. [2]

La Figure (II-1), montre les variations de pression et de température dans les différentes Sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

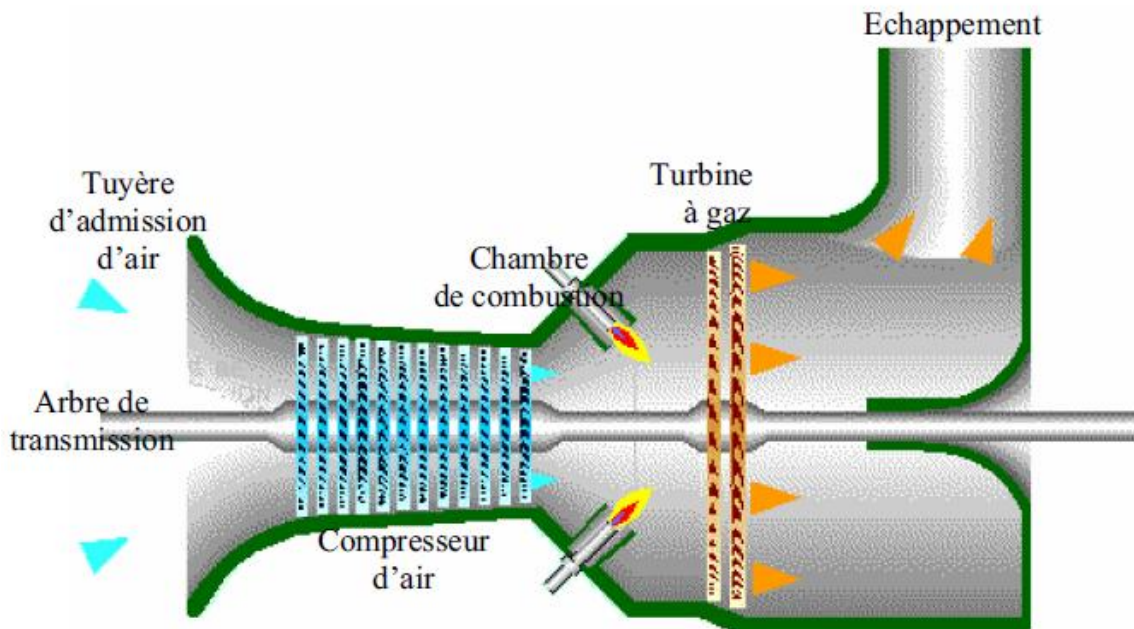


Figure (II-1) Fonctionnement d'une turbine à gaz [2]

II .3 Type et applications des turbines a gaz:

II .3.1 Turbine à gaz à cycle simple:

La coupe d'une turbine à combustion interne à cycle simple est montrée sur les figures (II-2) et (II-3).L' air est aspiré par le compresseur de l'atmosphère et les gaz brûlés sont évacués aussi vers l'atmosphère. C'est une turbine qui fonctionne en circuit ouvert. Ce type de turbine peut être à un seul arbre, à deux arbres et parfois à trois arbres. [3]

II .3.2 Turbine à gaz à un seul arbre :

La turbine à combustion interne, dont le rotor du compresseur et de la turbine sont fixés sur le Même arbre, est appelé (turbine à un seul arbre). Voire figure (II-2) Elle n'assure un bon rendement effectif, que pour une vitesse de rotation très proche de la vitesse nominale. Ce là est provoqué par la liaison mécanique des rotors du compresseur et de la turbine.

Donc, la diminution de la vitesse de rotation entraine la diminution le débit d'air et le taux de Compression, et le rendement effectif ainsi que le couple et la puissance baissent. [3]

Une turbine à un seul arbre ne dispose pas de couple de démarrage (couple de vitesse de rotationnelle).

D'où elle ne peut entraîner que des machines qui peuvent être chargées à la vitesse nominale (Alternateur électrique, ...).

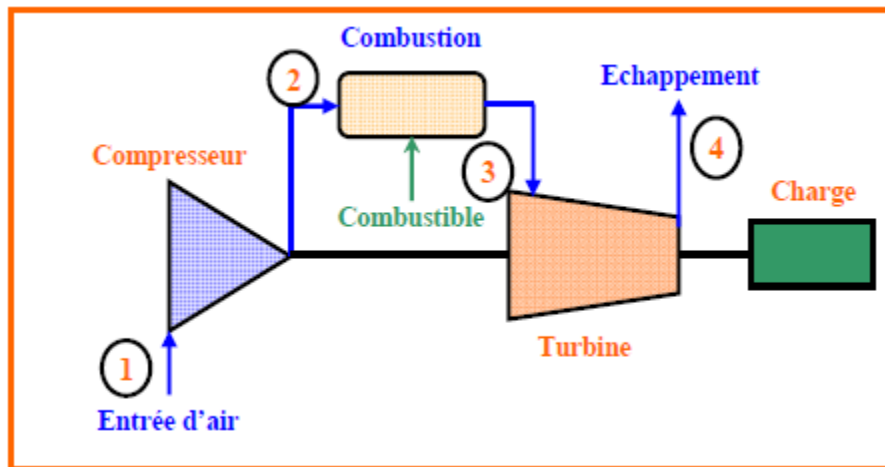


Figure (II-2) Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre. [3]

II .3.3 Turbine à gaz à deux lignes d'arbre:

La turbine à gaz à deux lignes d'arbre est mise en application pour remédier aux difficultés de la turbine à un seul arbre, notamment les fluctuations de charge, et ce en séparant les deux fonctions de la turbine en deux parties : Une turbine dite haute pression entraînant le compresseur axial (organe de compression de l'air comburant).

Une autre turbine, de puissance utile (dite turbine libre ou turbine Basse Pression), entraînant quant à elle, une machine réceptrice. On distingue ainsi deux compartiments, mécaniquement indépendants, l'un est générateur de gaz et l'autre est générateur d'énergie mécanique.

Le réglage est effectué par la variation de vitesse du générateur de gaz, donc du débit du compresseur entraîné par la turbine HP (turbine du compresseur). Pour une vitesse constante du turbocompresseur (du générateur de gaz), la puissance et le couple de la turbine BP peut varier largement. Pour le cas où la turbine BP est arrêtée, son couple atteint la valeur maximale, ce qui assure la traction des véhicules demandant le couple de démarrage important. Alors la turbine à deux lignes d'arbres supporte bien les fluctuations. [3]

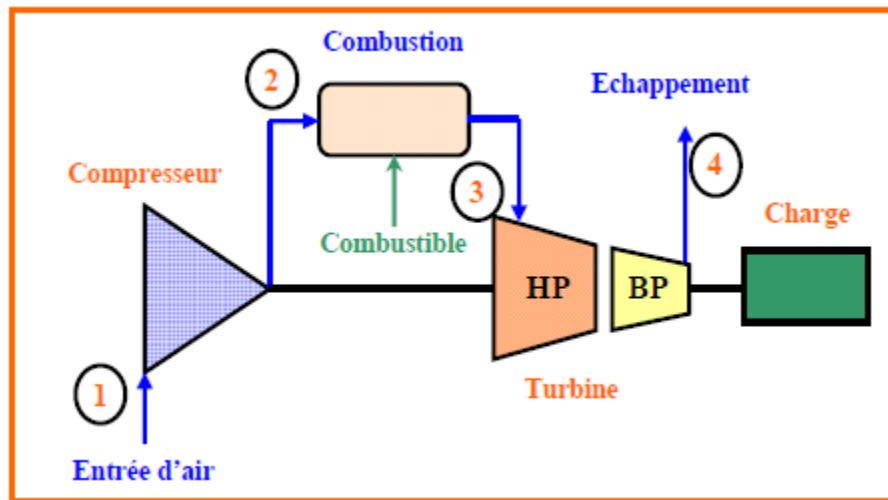


Figure (II-3) Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres. [3]

II .3.3.1 Turbines avec étage à action et à réaction :

Un étage d'une turbine est constitué, d'aubes fixes et mobiles.

➤ **Etage à action :**

La chute totale de pression se produit dans les aubes immobiles, la pression du fluide demeure constante lorsqu'il circule dans le canal inter aube, et l'enthalpie augmente grâce à l'irréversibilité de l'écoulement. Donc toute l'énergie potentielle disponible est transformée en énergie cinétique avant la roue.

➤ **Etage à réaction pure:**

La chute totale de pression s'effectue lorsque le fluide circule entre les aubes mobiles, ainsi l'aube mobile agit comme une aube fixe, et le canal inter aube doit avoir un profil adéquat (convergent si la pression de sortie est supérieure à la pression critique, et divergent si la pression de sortie est inférieure à la pression critique).

Dans un étage à réaction pure, l'unique but de l'aube fixe est de diriger le fluide vers l'aube mobile à l'angle et à la vitesse appropriée.

➤ **Etage à réaction :**

Une partie seulement de la détente s'effectue dans les aubes fixes avant d'entrer au canal inter aube. Pour les turbines utilisant un étage à action, on peut contrôler la puissance de sortie en ouvrant ou en fermant les aubes. Le principal avantage de l'étage à réaction est qu'on peut obtenir des rendements élevés à partir des faibles vitesses.

II.4 Rendement :

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est absorbée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1 200°C), mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur ...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement pour produire de la vapeur dans une chaudière. Une autre possibilité d'augmenter le rendement de la turbine, est de réchauffer les gaz en sortie des étages de compression (avant les chambres de combustion) en les faisant passer dans un échangeur situé dans le flux des gaz d'échappement et le refroidissement par absorption à l'entrée du compresseur axial ...

II.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz:

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 du démarrage et de l'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. [3]

Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000KW, le prix d'installation est supérieur à 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. [3]

II.5 Compresseur centrifuge :

Un turbocompresseur est composé de deux parties : d'un coté d'une turbine (en général, à gaz) et de l'autre, un compresseur (en général, centrifuge), relié par son axe à la turbine.

le domaine d'utilisation des compresseurs est vaste. Ils sont utilisés presque partout: dans les usines pétrochimies, les raffineries, les stations de réinjections et de distribution de gaz, les unités GNL (Gaz Naturel Liquéfié), etc...

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continue de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c.à.d. dans les diffuseurs.

II.6 .1 Principaux composants du compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est constitué par (voir Figure (II-4) un corps extérieur Contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé Par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier De butée.

Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) et est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor.

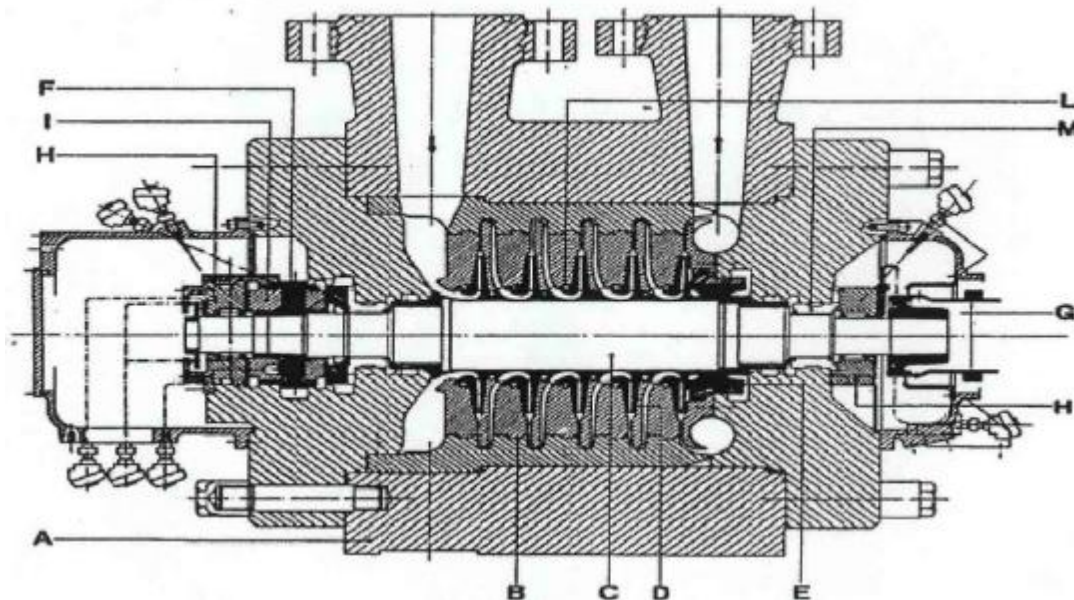


Figure (II -4) Compresseur centrifuge

II.6.2 Principe de fonctionnement du compresseur centrifuge :

Le gaz est aspiré par le compresseur et entre dans une chambre annulaire (volute d'aspiration), puis il se dirige vers la première roue. La roue pousse le gaz vers le périphérique en augmentant sa vitesse et sa pression. A la sortie de la roue, le gaz parcourt une chambre circulaire (diffuseur) où la vitesse est réduite et la pression augmente. Puis il est aspiré par la deuxième roue à travers un canal de retour.

Arrivé à la sortie de la dernière roue, le gaz est refoulé à travers une chambre annulaire (Volute de refoulement) qui l'envoie à la bride de refoulement.

II.6.3 Pompage :

Le pompage est un phénomène lié aux compresseurs centrifuges, il constitue un point très important à surveiller de la part de l'exploitant, les conditions de fonctionnements où l'allure du compresseur devient instable avec de brusques variations de pressions entraînant de fortes vibrations du rotor susceptibles de provoquer des frottements sur les parties fixes et d'endommager ainsi la machine.

Les endommagements mécaniques pouvant en résulter sur l'équipement (compresseur et tuyauteries) sont les suivantes :

- Risques de détérioration des coussinets, des paliers de butée et des étanchéités à l'huile et labyrinthes du compresseur.
- Efforts anormaux et alternes sur les conduites.
- Bruits excessifs et échauffement interne du compresseur. Or du fait des jeux très faibles entre le bord externe des roues et le corps du compresseur, cet échauffement peut entraîner des dilatations différentielles, génératrices de dégâts importants pouvant aller jusqu'à la destruction complète du compresseur.

Pour prévenir ces phénomènes de pompages, les compresseurs sont équipés d'un système automatique de régulation du débit qu'on appelle "circuit anti-pompage".

Conclusion:

Des généralités sur les turbines à gaz ont été abordées dans ce chapitre, une description de différents types des turbines à gaz ainsi que les différentes technologies utilisées dans la conversion d'énergie, a été présentée.

Chapitre III**Description de la turbine à gaz MS 5002C****Introduction :**

Dans ce chapitre, nous allons nous étaler sur la description de la turbine à gaz MS5002C, qui est utilisée pour l'entraînement d'un compresseur centrifuge. Une étude Paramétrique sur les différentes parties constituant la turbine à gaz sera présentée.

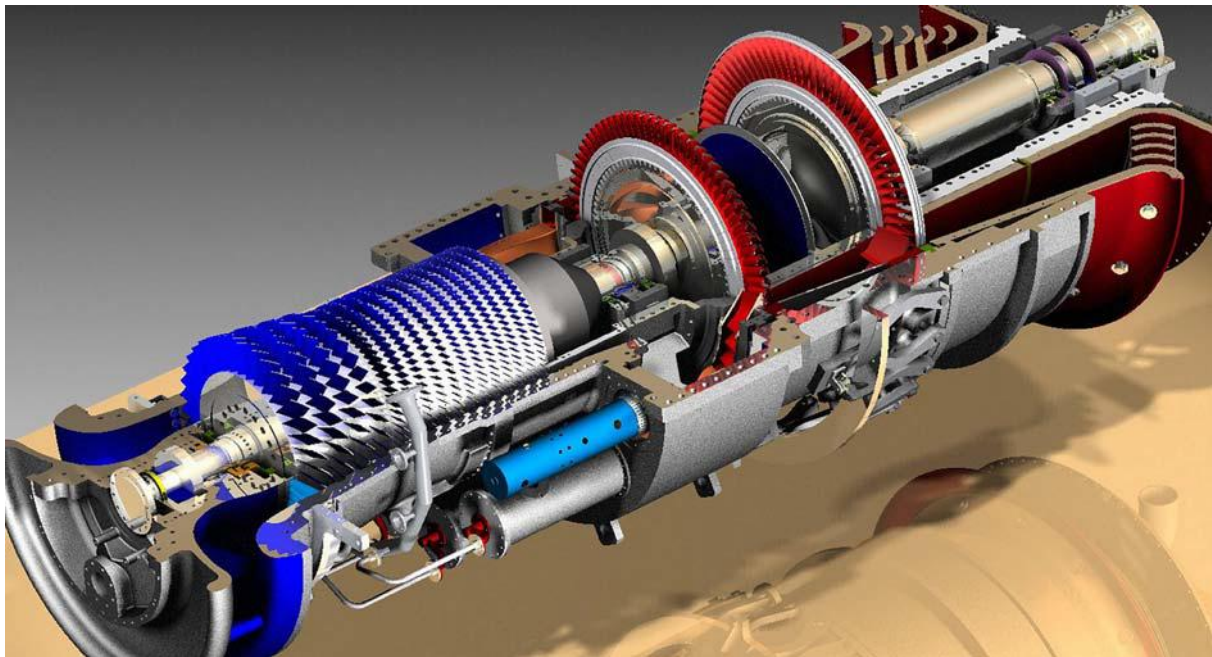


Figure (III-1) Présentation de la turbine MS 5002C. [12]

III.1 Généralités :

La turbine à gaz d'entraînement à deux arbres, modèle de la série 5000, est une machine qui est employée pour entraîner un compresseur centrifuge en charge. L'extrémité avant le socle de la turbine à gaz est reliée par l'intermédiaire d'une gaine à un compartiment d'entrée d'air, cette gaine comprend un silencieux pour atténuer les bruits à hautes fréquences et un séparateur d'air inerte pour retirer toute particule d'air avant qu'il n'aille dans la turbine.

Le fuel et l'air sont utilisés pour produire une puissance sur l'arbre. Le rotor du compresseur axial contenu dans ce générateur de gaz est constitué de 16 étages.

Les turbines à gaz à deux roues sont des turbines indépendantes mécaniquement, la roue de la turbine de premier étage (HP), entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine.

La roue de la turbine du second étage (BP) entraîne le compresseur centrifuge. Les deux roues de turbine ne sont pas liées afin de leur permettre de travailler à des vitesses différentes pour s'adapter aux variations de charge demandées par le compresseur centrifuge.

Les deux roues de turbine portent des aubes obtenues par fonderie de précision ayant un pied d'aube prolongé. Ces roues sont refroidies par l'air extrait du dixième étage du compresseur axial et par les fuites d'air prélevées à l'étanchéité du compresseur HP.

Les températures de l'espace entre roues sont contrôlées par des thermocouples.

Les corps de la turbine peuvent s'ouvrir pour faciliter le démontage. La partie compresseur d'air de refoulement est contenue dans une enveloppe extérieure et séparée.

III.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C:

Le rotor de la turbine du compresseur (HP) est tout d'abord lancé à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique, aspiré par le compresseur est dirigé vers les chambres de combustion où du combustible est amené sous pression. Une étincelle sous haut voltage allume le mélange air-combustible. Une fois allumée, la combustion continue dans la veine d'air aussi longtemps que le combustible est fourni aux chambres de combustion. Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor du compresseur HP, ce qui augmente la pression de l'air fourni à la combustion. Lorsque cette pression atteint une certaine valeur, le rotor de la turbine basse pression (BP) va commencer à tourner et les rotors des deux turbines vont accélérer jusqu'à la vitesse de service. Les produits de combustion (gaz à haute pression et haute température) vont d'abord se détendre dans la turbine HP puis dans la turbine BP pour s'échapper dans l'atmosphère.

La détente des gaz s'écoulant à travers la turbine HP vient heurter les aubes du rotor en provoquant leur rotation. Cette rotation entraîne le compresseur et les auxiliaires qui lui sont associés. Avant de s'échapper, le gaz pousse également la turbine BP, ce qui entraîne le compresseur centrifuge.

III.2.1. Système du lancement de la turbine :

Une turbine à gaz, comme tous les moteurs à combustion interne, ne peut démarrer par elle-même et nécessite, par conséquent, une source externe pour fournir la puissance nécessaire au lancement. Cette source est généralement un moteur Diesel ou un moteur électrique combiné avec un convertisseur de couple ; elle peut aussi être une turbine à vapeur, où à détente de gaz si une alimentation locale en vapeur ou à gaz est disponible. Certaines des grosses turbines utilisent l'alternateur par l'intermédiaire d'alimentations à fréquence variables. Une puissance de lancement suffisante est fournie pour faire tourner la turbine avant allumage à 20 % de sa vitesse nominale, selon les conditions ambiantes. Bien que la vitesse d'allumage ne soit que de 10 à 15 %, cette puissance de lancement supplémentaire est utilisée pour faire la purge de la veine des gaz avant l'allumage, le lavage à l'eau du compresseur, et pour accélérer le refroidissement.

La figure (III.2) illustre une séquence typique de lancement automatique. Après l'achèvement des vérifications automatiques du système et établissement de la pression de l'huile de graissage, le dispositif de lancement est mis en marche ; dans le cas d'un moteur Diesel, une période de préchauffage est prévue. Les turbines à gaz à cycle simple avec échappements ordinaires orientés vers le haut n'ont pas besoin d'être purgées avant l'allumage. La séquence d'allumage peut être appliquée quand la vitesse du rotor passe par la vitesse d'allumage. Si l'allumage ne se produit pas dans les soixante secondes de la temporisation de transfert d'allumage, le système de commande passe automatiquement à une séquence de purge, décrite ci-après, et fait une nouvelle tentative d'allumage.

La séquence d'allumage comprend l'alimentation des bougies et l'établissement du débit de combustible correspondant à l'allumage. Quand la flamme est détectée par les détecteurs de flamme, qui sont situés du côté opposé de la turbine par rapport aux bougies, l'allumage et le transfert de la flamme sont achevés. Le débit du combustible est réduit à la valeur de préchauffage et la puissance du dispositif de lancement est augmentée à sa valeur maximale. Si l'allumage et le transfert de flamme ne sont pas obtenus dans une limite de temps appropriée, le système de commande revient automatiquement à la séquence de purge, et fait une deuxième tentative d'allumage sans que l'opérateur ait à intervenir. Dans le cas improbable d'un transfert de flamme incomplet, cet incident serait détecté par la surveillance de combustion sous la forme d'un écart important des températures à l'échappement avant que la turbine ne soit mise en charge.

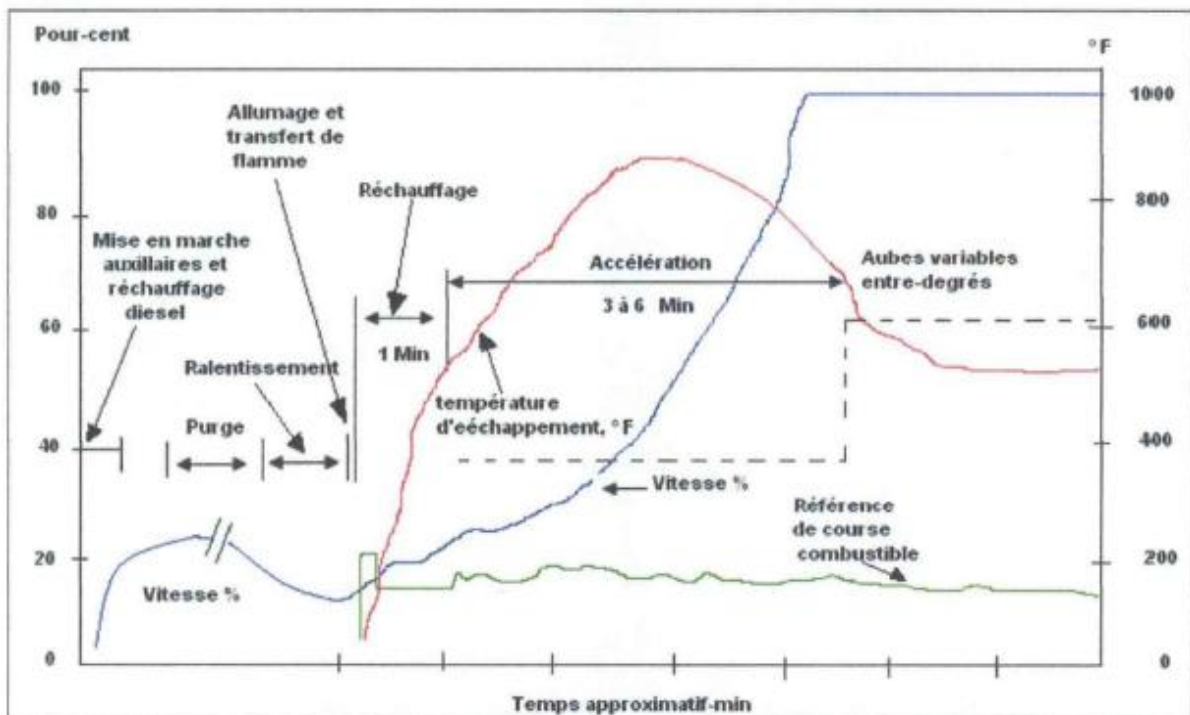


Figure (III -2): Séquence typique de lancement automatique de la turbine à gaz [4]

III.2.2. Caractéristiques typiques du lancement de la turbine à gaz:

A la fin de la période de préchauffage, le débit du combustible est augmenté et la turbine commence à accélérer. Quand la vitesse atteinte environ 30 à 50 % de la vitesse nominale, la turbine suit un programme prédéterminé de taux d'accélération, relativement modéré au débit, puis plus rapide juste avant d'atteindre la vitesse de fonctionnement. Le but de ce programme est de réduire les contraintes de fatigues associées au lancement.

Lorsque la vitesse de rotation atteint environ 60 % de la vitesse nominale, on peut considérer que la turbine à gaz a atteint un rendement suffisant pour maintenir sa rotation et pouvoir se passer de la puissance de lancement extérieure.

Quand le rotor HP atteint sa vitesse nominale, les aubes de la directrice variable (2^{ème} étage) commence à se fermer pour maintenir la vitesse HP à 100 % (5 100 tr/min), la vitesse BP tourne à 75% et à c'est à ce moment que la machine atteint la fin de séquence et elle est prête à la mise en charge.

III.2.3. Arrêt normal de la turbine à gaz :

L'arrêt normale est active jusqu'au moment où la vitesse BP atteint le seuil minimum (75 %) comprise entre (75 %-105 %), le débit du combustible commence à diminuer à partir de 80 % de la vitesse nominale de la turbine HP, ce qui provoque le ralentissement progressive de la turbine jusqu'à atteindre l'extinction normale de la flamme.

Ce mécanisme a pour but de réduire les contraintes thermiques subies par les composantes du circuit des gaz chauds. Ce système est commandé par la séquence d'arrêt normale (Shunt Down).

III.3. Caractéristiques de la turbine MS 5002C

Données générales de conception :	
Série du modèle de turbine à gaz	MS5002C
Emploi de la turbine à gaz	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse d'arbre :	
VHP	5100 tr/min
VBP	4903 tr/min
Commande électronique	Mark VI, SPEEDTRONIC
Protections	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
Données nominales de la plaque :	
Puissance de base	38000 HP ou 28337 KW
Température d'admission	59 °F ou 15 °C
Pression d'échappement	14,7 PSI ou 1,013 Bars
Section Compresseur :	
Nombre d'étages	16
Type de compresseur	Flux axial, grande capacité
Type des aubes directrices	Variable
Section Turbine :	
Nombre d'étage	2 « Deux arbres »
Injecteurs premier étage	Zone fixe
Injecteurs deuxième étage	Variables
Section Combustion :	
Type	12 brûleurs multiples
Disposition des chambres	Positionnées concentriquement autour du compresseur
Injecteur combustible	Type combustible gazeux, un par chambre
Bougies	2, type électrode
Détecteur de flamme	4, type ultraviolet
Ensemble palier :	
Nombre de palier	4
Système de démarrage :	
Dispositif de démarrage	Moteur électrique
Système de combustible :	
Type	Gaz naturel
Vanne arrêt gaz, rapport et commande	Servocommande électro-hydraulique
Système de lubrification :	
Lubrifiant	A base de pétrole
Capacité totale	23530 litres
Pression sur les appuis	25 PSI ou 1,72 Bars
Système d'alimentation hydraulique :	
Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire)	2
Filtre hydraulique d'alimentation	Double avec vanne de transfert

Tableau (III-1) Caractéristiques de la turbine MS 5002C [19]

Les principaux composants d'une turbine à gaz type MS5002C sont :

- La partie auxiliaire ;
- La section de compression ;
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion);
- La section turbine haute pression (HP) et base pression (BP).

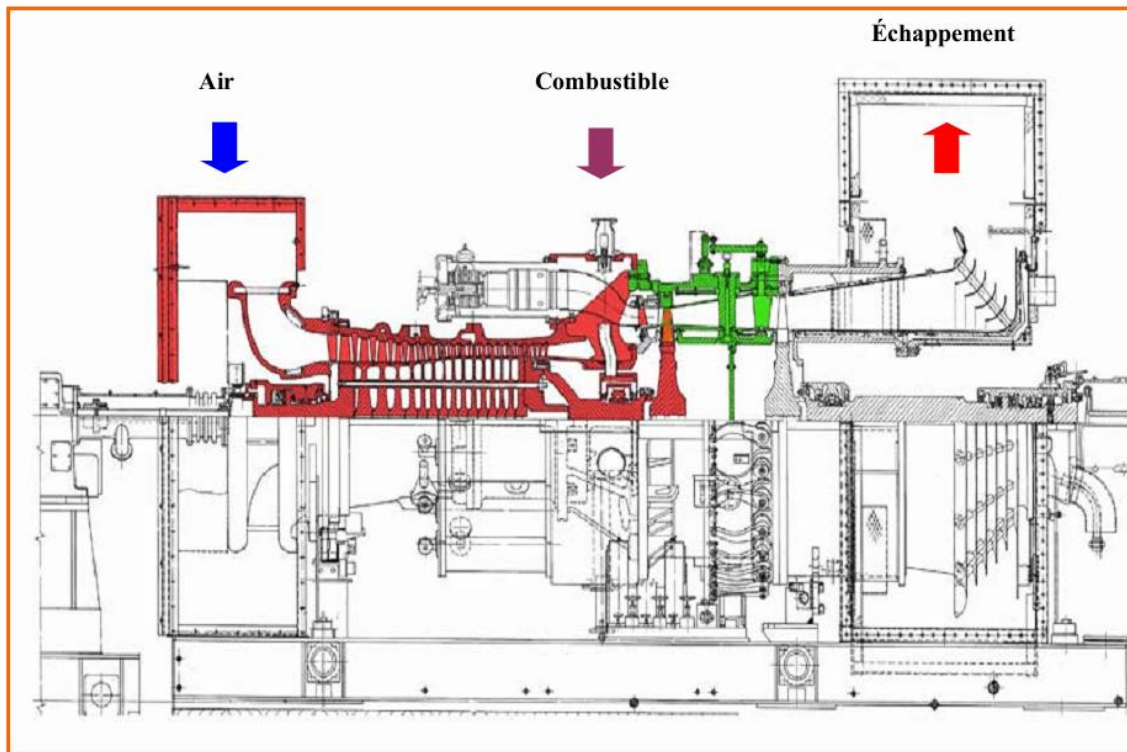


Figure (III-3) différentes parties de la turbine MS 5002C. [12]

III .3.1. La partie auxiliaire :

En plus des composantes principales assurant le fonctionnement thermodynamique d'une turbine à gaz, il y a lieu de souligner l'importance des systèmes auxiliaires qui sont des systèmes annexes qui assurent soit :

L'approvisionnement, le contrôle, la lubrification, l'étanchéité, la sécurité ... des composantes principales. Les parties auxiliaires les plus importantes sont énumérées ci-dessous :

III.3.1.1. Aspiration :

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air, nécessaires essentiellement pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent, avec le temps, éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charges au niveau du compresseur axial. Les particules impures peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration d'air de la turbine se déroule dans une enceinte ou compartiment, relié au caisson d'admission, qui abrite les filtres. Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance.

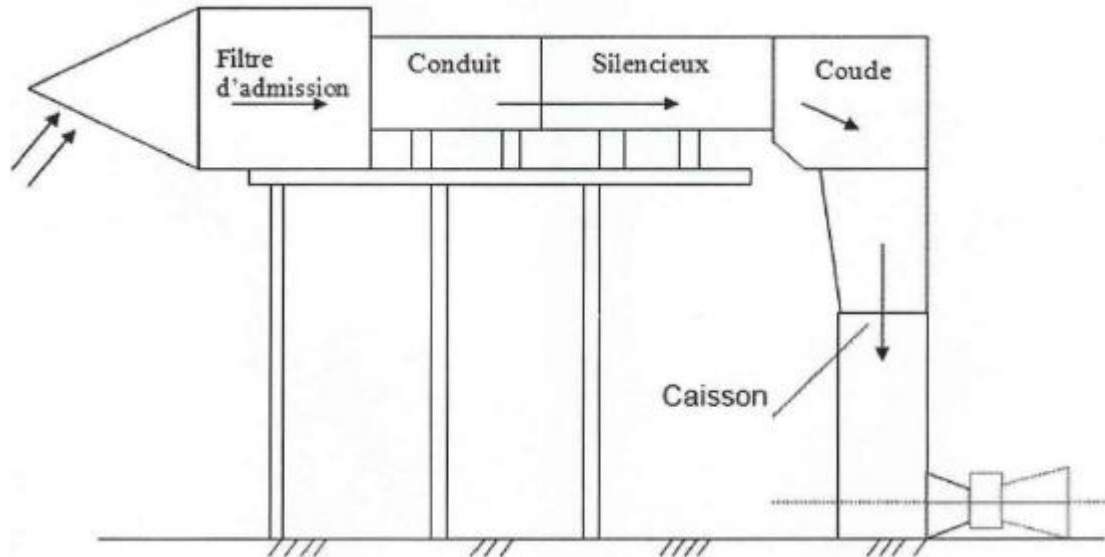


Figure (III -4) Système d'aspiration de la turbine à gaz MS5002C

III.3.1.2 Corps d'admission :

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer une bonne filtration de l'air qui assure le bon fonctionnement de la turbine. Ce carter est un canal convergent dont lequel intervient la détente de l'air aspiré; opération qui transforme l'énergie potentielle de pression de l'air en énergie cinétique. (La vitesse augmente, la pression et la température diminuent).

III.3.1.3 Système de démarrage :

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002C, est assuré par un moteur électrique.

Après le balayage, le mélange est ensuite enflammé, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60 % de la vitesse nominale (3 000 tr/mn), le passage de 20 % à 60 % se fait dans un intervalle de 8 mn. Lorsque la vitesse de 3 000 tr/mn, la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

III.3.1.4 Système de l'huile de graissage:

L'objectif de ce système est d'alimenter les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements, ... etc.) et les vérins hydraulique, avec de l'huile de graissage.

Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée. Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

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

III.3.1.5 Système d'alimentation par le combustible:

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

III.3.1.6 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont soumises à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers). Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage ;
- La directrice du premier étage ;
- Le carter du rotor de la turbine.

III.3.1.7. Dispositifs anti-pompage:

Le fonctionnement à bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage. C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes du débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées,... etc.

Ce phénomène est observé lors du démarrage, dans le cas des turbines à gaz et au niveau du compresseur axial, la rupture d'ailettes. La protection contre le pompage est donc une nécessité. On distingue deux modes de protection sont appliquées :

- Débit entrant réglable (variable)
- Vanne anti-pompage (V AP)

III.3.1.8 Système d'échappement:**III.3.1.8.1 Section échappement:**

Il a pour fonction, l'évacuation vers l'atmosphère des gaz brûlés, provenant de la détente dans les roues de la turbine. La section d'échappement comprend l'ensemble du cadre échappement et la chambre d'échappement.

III.3.1.8.2 Ensemble cadre d'échappement :

Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz, il sert de support aux ensembles suivants :

- Les paliers
- L'ensemble tuyauterie d'huile de graissage et de vidange.
- Les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine.
- Les tuyauteries pour l'air d'étanchéité labyrinthes de paliers.
- Les segments de protection de la roue du deuxième étage de la turbine.
- Le diffuseur intérieur.

Pendant la marche, le gaz d'échappement qui vient des turbines est déchargé dans le diffuseur et la section d'aubes orientables du cadre d'échappement. Les parois du conduit de gaz et les portions de cadre du tambour extérieur sont isolées pour réduire au minimum les effets thermiques sur les paliers et sur les tuyauteries d'huile et d'air. Le cadre d'échappement est refroidi par l'air ambiant qui entre à travers une série de trous dans la bride verticale du cadre d'échappement. Les trous d'air de refroidissement sont dans la bride arrière du corps de la turbine. Le flux d'air ambiant est prélevé par des tubes de dérivation au niveau du dixième étage du compresseur d'air. L'air de refroidissement du cadre d'échappement pénètre dans l'espace qui est entre le conduit extérieur du diffuseur et la partie extérieure du tambour du cadre échappement. A partir de là, l'air de refroidissement passe à travers les sections d'ailettes qui entourent les entretoises support des tambours et va vers l'espace qui est entre le diffuseur intérieur et le tambour intérieur. L'air de refroidissement est, ensuite, dirigé vers l'atmosphère à travers deux conduites qui se trouvent dans la moitié supérieure du diffuseur intérieur.

III.4.1.8.3. Chambre d'échappement:

La chambre d'échappement est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle, les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés et diffusés. A partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère, la chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine. La chambre enferme le cadre d'échappement, le diffuseur et les aubes orientables.

La chambre d'échappement et le cadre d'échappement sont reliés par des joints de dilatation qui sont installés sur le devant, entre la chambre et un anneau support sur le tambour extérieur du cadre d'échappement; également à l'arrière entre la chambre et le tambour intérieur du dispositif de l'aubage orientable.

Ces joints de dilatation permettent le déplacement dû aux dilatations thermiques dans les deux directions radiales et longitudinales. La chambre d'expansion est isolée pour réduire le bruit provoqué par les gaz d'échappement.

III.3.1.9 Paliers :

La turbine à gaz a quatre paliers principaux soutenant les rotors du compresseur et de la turbine. Ces paliers sont numérotés N° 1, 2, 3 et 4. Le palier N° 1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N° 2 dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers N° 3 et N° 4 se trouvent, quant à eux, dans l'allongement. La position des paliers est illustrée sur le dessin dispositif de la turbine à gaz. Les paliers N° 1 et N° 2 soutiennent le rotor du compresseur turbine haute pression et les paliers N° 3 et N° 4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression. Les types de paliers utilisés dans la turbine à gaz sont énumérés dans la table ci-dessous. Les instructions sur cette table sont contenues dans la section concernant l'équipement dans le paragraphe « paliers ».

Palier			
N°	Genre	Type	Application
01	Porteur	Elliptique	GEI – 41010 C
	butée (actif)	Patin oscillant (six) patin auto-équilibrant	GEI – 410118 B
	Butée (inactif)	Forme conique.	GEI – 41019 B
2	Porteur.	Elliptique.	GEI – 41020 C
3	Porteur.	Patin oscillant (cinq patins).	GRK – 28100.
4	Porteur.	Patin oscillant (cinq patins).	GEK – 28100.
	Butée.	Patin oscillant (huit patins) Aoto-équilibrant	GEI – 41018 B
	Butée.	Patin oscillant (quatre patin) non équilibrant	GEI – 41018 B

Tableau (III -2) : les paliers

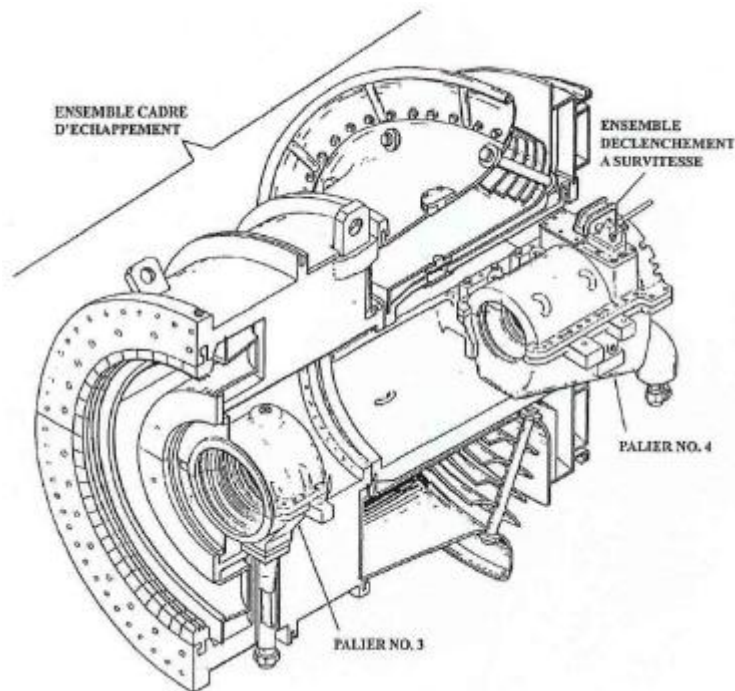


Figure (III -5) : positions des paliers [2]

III.3.1.10 Réducteur:

Accouplé directement au rotor de la turbine et il est utilisé pour entraîner les divers auxiliaires, il est placé sur le socle des auxiliaires et comprend le train d'engrenages nécessaire, pour permettre une réduction de vitesses désirées. Les accessoires entraînés par le réducteur auxiliaire, sont la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principale.

III.3.1.11 Vireur hydraulique:

Le vireur hydraulique est monté sur le sommet du réducteur des auxiliaires, il est utilisé pour faire tourner le rotor de la turbine pendant le refroidissement à l'arrêt, pour virer la turbine si nécessaire, pour faire une inspection et aider le dispositif de démarrage dans le décollement de la turbine. Le vireur comprend un cylindre avec piston, un engrenage à pignon et embrayage à renvoie. Lorsque le piston du cylindre est entraîné dans la course motrice, la turbine est programmée dans le pignon à travers l'embrayage à une voie, ce qui permet au pignon de tourner sans programmer la turbine.

III.3.1.12 Système de l'embrayage de lancement:

Le système comprend l'embrayage à mâchoire, la fin de course et deux cylindres hydrauliques. Ces cylindres ont pour effet d'enclencher l'embrayage par la vanne d'ensemble d'auto-commande séquentielle hydraulique, alors que les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine. Lorsque la turbine renvoie le couple, à travers l'embrayage, au dispositif de démarrage, l'embrayage déclenche et la fin de course envoie un signal logique au speed tronic pour mettre la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

III.3.2 Le compresseur axial :

III.3.2.1 Généralités :

La section, compresseur axial comprend le rotor et le stator, sur ces deux derniers sont placés seize étage d'aubes plus l'aubage directeur (IGV) et de sortie (EGV). Dans le compresseur, l'air est enserré dans l'espace du rotor entre les aubages et ceux du stator, où il est comprimé en plusieurs étages par des séries d'aubes effilées qui sont alternativement en rotation (rotor) ou stationnaires (stator).

Les aubes du rotor fournissent la force nécessaire pour comprimer l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident cet air de façon à ce qu'il entre dans l'étage suivant du rotor sous l'angle convenable. L'air comprimé sort par le corps de refoulement vers les chambres de combustion. Une partie de l'air est extrait du compresseur pour le refroidissement de la turbine ; pour l'étanchéité à huile de graissage du coussinet et pour le contrôle de pulsation pendant le démarrage et l'arrêt.

Sachant que les performances du compresseur dépendent du jeu minimum que l'on pourra avoir entre le rotor et le stator, par conséquent, l'usinage et le montage de ces pièces doivent se faire avec le plus grand soin.



Figure (III -6) le compresseur axial

III.3.2.2 Rotor du compresseur:

Le rotor du compresseur est un assemblage de 15 disques, deux demi-arbres, des tirants et les aubage du rotor. Chaque disque et la portion de demi-arbre comporte des rainures usinées qui sont maintenues dans une position axiale par l'empilage et le blocage au bout de la rainure. Les disques et les demi-arbres sont centrés et assemblés par encastrement pour maintenir la concentricité et ils sont liés ensemble par des tirants. Le choix de la position des disques est fait au cours de l'assemblage pour réduire les corrections d'équilibrage.

Après l'assemblage, le rotor est équilibré dynamiquement sur une équilibreuse à grande sensibilité. Le demi-arbre avant est usiné afin d'avoir les faces avant et arrière pour la butée ainsi que la soie pour le coussinet, de même on y prévoit les surfaces d'étanchéité pour l'huile du coussinet et la surface d'étanchéité pour l'air du compresseur basse pression.



Figure (III - 7) Rotor du compresseur axial

III.3.2.3 Stator du compresseur:

Le stator (Corps du compresseur)

est composé de quatre éléments principaux qui forment la structure primaire de la turbine



Figure (III - 8) : stator du compresseur

III .3.2.3.1 Corps coté aspiration :

Il se trouve à la partie avant de la turbine à gaz et sa fonction première est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur. Les aubes à orientation variable à l'aspiration (IGV Intel Guide Vanes) sont logées dans la partie arrière du corps coté aspiration.

La position de ces aubes agit sur la qualité de la veine d'air amenée au compresseur.

Ils sont placés à l'aspiration (associés avec l'air extrait du 10ème étage) et permettent des accélérations douces et rapides de la turbine, sans pompage du compresseur (absence de pulsations). Un actuateur électro-hydraulique agit sur les aubes mobiles de l'aspiration par l'intermédiaire d'une grande couronne entraînant tout un ensemble de petits pignons liés chacun aux aubes.

III.3.2.3.2 Corps partie avant du compresseur :

Ce corps contient les quatre premiers étages du stator. Il transmet, également, les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant qui est boulonné et goujonné sur la bride avant de corps du compresseur.

III.3.2.3.3 Corps partie arrière :

Le corps compresseur partie arrière contient les cinq derniers étages du stator. Les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du huitième étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité, il est de plus utilisé pour le contrôle des pulsations au démarrage et à l'arrêt.

III.3.2.3.4 Corps du compresseur côté refoulement :

Le corps du côté refoulement est l'élément final de la section compresseur. C'est la pièce coulée la plus longue, elle a pour fonctions de contenir les sept derniers étages de compresseur, de former avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur et de turbine. Il est constitué par deux cylindres, l'un étant une continuation du corps du compresseur et l'autre étant un cylindre intérieur qui entoure le rotor du compresseur.

III.3.2.4 Aubages :

Les aubages du rotor du compresseur et du stator sont dessinés pour fournir un rapport de compression efficace. L'aube est en forme d'ailettes et sa base est en queue d'aronde. Les aubes du rotor sont montées dans une rainure usinée en forme de queue d'arondes semblables dans le pourtour du disque du rotor et elles sont ensuite bloquées par matage. Les aubes du stator, dans le corps côté aspiration, sont glissées dans la rainure d'un demi-anneau. L'ensemble des aubes et de l'anneau est ensuite monté dans la glissière en queue d'aronde qui est usinée dans la paroi du corps intérieur. Les aubages du stator du corps de la partie refoulement sont encastrées directement dans les fentes en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps.

III.3.3 Section combustion**III.3.3.1 Généralités :**

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze ensemble de pièces de transition, douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux transformateurs pour l'allumage, deux détecteurs de flammes, douze tubes d'interconnexion de flammes, ainsi que toute la quincaillerie et les joints nécessaires.

La disposition de ces divers composants est montrée dans les figures jointes à ce chapitre. L'enveloppe de combustion est en tôle soudée qui enveloppe la section arrière du de refoulement du compresseur. Cette enveloppe reçoit l'air refoulé par le compresseur axial par Des parois de protection séparant le flux.

Elles sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion et forment un anneau autour des chemises de combustion de façon à ce que l'air comprimé soit dirigé vers les chemises de combustion près de l'extrémité avale.

Le combustible est introduit dans chaque chemise de chambre de combustion par un injecteur qui est monté sur le couvercle de la chambre de combustion. L'injecteur passe dans la tête de chemise. La combustion du mélange air-gaz est amorcée par des bougies d'allumage. Les tubes d'interconnexions de flammes relient les douze chambres et permettent à la flamme de se propager à partir de la chambre de mise à feu vers les deux chambres non allumées qui se trouvent au sommet. Les détecteurs de flamme, qui sont installés dans les chambres de l'enveloppe de combustion, indiquent au système de contrôle si les chambres de combustions sont allumées.

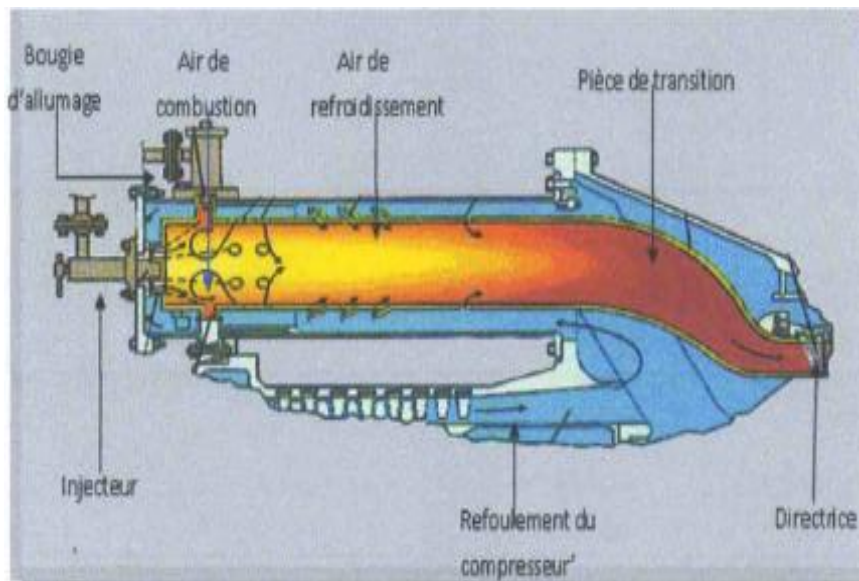


Figure (III-9): chambre de combustion [2]

III.3.3.2 Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion comprend les douze chambres de combustions et les pièces de transitions, l'enveloppe composée de deux demi-pièces, est assemblée autour de la section arrière du corps du compresseur côté refoulement. La plaque arrière de l'ensemble de l'enveloppe est boulonnée sur la bride verticale du corps de la turbine; la plaque avant est boulonnée sur la bride arrière du corps de refoulement.

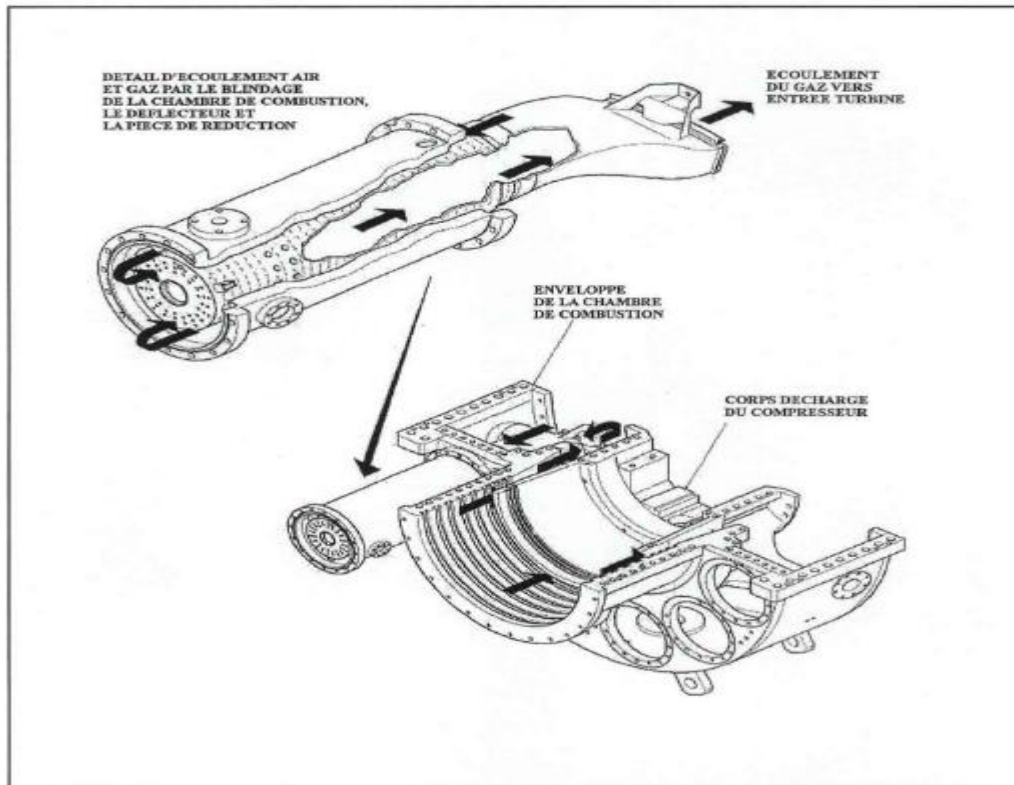


Figure (111-10): Enveloppe de la chambre de combustion [2]

III.3.3.3 Chambre de combustion:

Les douze chambres de combustion sont à l'intérieur de l'enveloppe de combustion. Chaque chambre est reliée par l'intermédiaire des tubes d'interconnexion de flamme. A l'intérieur, une chambre de combustion comprend un ensemble tête et chemise. On a monté sur le couvercle à la fois l'injecteur de fuel qui se prolonge à travers le couvercle et jusqu'à la tête de la chemise, et un trou de regard, pour observer la flamme dans la chambre. Pendant la marche le flux d'air est dirigé du compresseur vers l'enveloppe de combustion et entre dans l'espace annulaire formé entre la chemise et la paroi de protection circulaire. Cet air pénètre dans la chemise, il se mélange au combustible et ce mélange est allumé. Les gaz chauds ainsi formés s'échappent de la chemise et sont dirigés par la pièce de transition qui fait suite vers l'ensemble d'injection du premier étage. Lorsque l'allumage se fait dans l'une des chambres, le gaz chaud de combustion va allumer le mélange d'air et de fuel des autres chambres.



Figure (III-11): Les douze chambres de combustion

III.3.3.4 Bougie d'allumage :

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par la bougie avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N.9 et N.10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, sans bougie, sont aluées à travers les tubes- foyers d'interconnexion.



Figure (III-12): Bougie d'allumage

III.3.3.5 Détecteurs de flamme ultraviolets :

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison, un système de contrôle de la flamme est utilisé; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacents et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Le capteur de flamme ultraviolette comprend un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz dans ce détecteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

La tension c, c fournie par l'amplificateur, est appliquée à travers les bornes du détecteur.

En cas de flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la conduction dans le circuit entraînant l'électronique pour donner une sortie définissant la flamme. Au contraire, l'absence de flamme engendrera une sortie opposée définissant « pas de flamme ».

Quand la flamme est établie, si la tension est établie de nouveau sur les deux capteurs définissant la diminution (ou manque) de flamme, un signal est envoyé à un panneau du relais dans les circuits de commande électronique de la turbine où les relais auxiliaires dans le circuit d'allumage de la turbine, le circuit des moyens de lancement etc. arrêtent la turbine.

Les indications allumage manque ou diminution de la flamme apparaissent aussi sur le circuit d'alarme. Si la diminution de flamme est captée par un seul capteur détecteur de flamme, les circuits de commande signaleront uniquement cette condition.

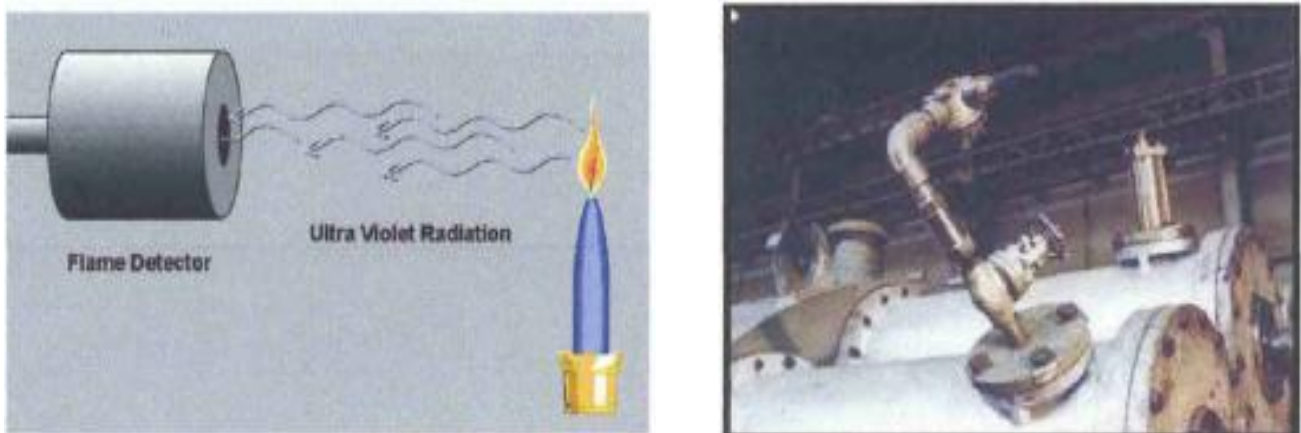


Figure (III -13) : Détecteurs de flamme [2]

III.3.3.6 Injecteurs de combustible :

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux entre directement dans chaque chambre à travers des trous de mesure situés sur le bord extérieur de plaque de turbulence. Quand le combustible liquide est utilisé, il est atomisé dans la chambre de turbulence de l'injecteur par l'intermédiaire d'air haute pression. Le mélange air / combustible atomisé est vaporisé dans la zone de combustion. L'action de combustion faussant une combustion plus complétée et un fonctionnement sans fumée de l'unité.

III.3.3. 7 Tubes-foyers:

Les 12 chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes-foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies à la chambre non allumées.

III.3.4 Section turbine:

La section turbine comprend le corps du rotor de la turbine (enveloppe de la turbine), l'aubage directeur du premier étage, la roue de turbine de premier étage (HP), l'aubage directeur du second étage (à aube directrice variable), la roue de turbine de second étage (BP), l'ensemble diaphragme, l'ensemble étanchéité air, en fin les conduites de gaz inter-étages. Le stator de cette section est en deux parties séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

III.3.4.1 Corps de la turbine:

Le corps de la turbine est une partie principale de l'ensemble de la turbine à gaz. Il est boulonné extérieurement à son extrémité avant sur les entretoises du corps du compresseur côté refoulement et à son extrémité arrière au cadre échappement. L'intérieur du corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustions à travers les roues de la turbine vers le cadre d'échappement: la directrice première étage, les segments de protection du premier étage de la roue de la turbine, les segments de la paroi intérieure et extérieure du conduit de gaz inter-étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, en fin les segments de directrice et de protection du deuxième étage. Une grande couronne entraîne les aubages directeurs à angle variables des segments d'aubages du second étage, cette couronne est supportée par des rouleaux montés sur l'extérieur de la paroi du corps de la turbine. La paroi intérieure du corps de la turbine est isolée de la veine chaude du gaz sauf, évidemment, en ce qui concerne les aubes et les écrans de protection. L'air qui s'échappe du refoulement du compresseur passe les segments de la directrice du premier étage vers l'espace qui se trouve entre la paroi isolée du corps de la turbine et la paroi extérieure du conduit de gaz. Des trous de dérivation sont prévus dans la bride du corps en correspondance avec les trous du plan vertical de la bride du cadre d'échappement. On pousse l'air ambiant à travers ces trous pour refroidir l'extrémité arrière du corps de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement qui se trouve sur le chemin du gaz chaud.

III.3.4.2 Directrice du premier étage:

La directrice du premier étage est constituée par l'assemblage de segments d'aubes directrices dans un anneau support. L'anneau, avec les segments d'aubes directrices, est supporté dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine.

L'assemblage des segments d'aubes directrices et la disposition des supports à l'intérieur du corps de la turbine est tel qu'il permet les dilatations thermiques provoquées par les gaz chauds mais conserve l'assemblage parfaitement aligné dans le passage du gaz.

L'anneau support des aubes de distribution est séparé en deux moitiés dans le plan horizontal et les aubes sont maintenues ensemble avec des boulons. Les segments de directrice sont composés de parois à profil d'ailettes qui sont limitées sur les côtés entre une paroi intérieure et extérieure. Les cloisons des aubes sont creuses avec des petits trous d'échappement percés au niveau du bord de fuite afin de permettre à l'air de refroidir les aubes.

L'air refoulé par le compresseur à par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenue et de la dans les aubes creuses de la directrice pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement.

Ce flux d'air permet le refroidissement des tubes de la directrice. La disposition du support des aubages directeurs est telle qu'elle permet de démonter la moitié inférieure de l'ensemble des aubages sans retirer le rotor de la turbine.

III.3.4.3 Directrice du deuxième étage :

L'ensemble de la directrice du second étage est composé d'aubages (aubes orientables) qui forment un angle variable avec la direction d'écoulement du gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine. On peut donner une rotation d'ensemble à ces aubes grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine. Des leviers son clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui est elle-même actionnée par un piston hydraulique. Les segments de protection sont prévus pour qu'il y ait toujours un jeu convenable lorsque les aubes tournent.

Les axes des aubes sont installés dans le corps de la turbine de façon à ce qu'il y ait un jeu minimum maintenu entre les parois des aubes et les écrans protecteurs lorsque la turbine atteint sa température de service.



Figure (III-14): Directrice du deuxième étage

III.3.4.4 Roues de turbine:

Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz :

Le premier étage (roue de la turbine haute pression) qui commande le compresseur axial et l'arbre d'entraînement des auxiliaires, et le deuxième étage (roue de turbine basse pression) qui commande le compresseur centrifuge. Les deux roues de turbine sont en ligne dans la section turbine mais elles sont indépendantes mécaniquement l'une de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de travailler à des vitesses différentes.

La roue de turbine du premier étage est boulonnée directement sur l'arrière du demi-arbre du rotor du compresseur et elle est une partie de l'ensemble du rotor compresseur. La roue du second étage est boulonnée à un arbre de roue pour former le rotor de la turbine de charge. Le rotor de la turbine de charge est supporté par deux paliers : le palier n°3 qui est placé à l'extrémité avant du caisson d'échappement et le palier n°4 ainsi que le coussinet de butée assemblés dans un logement de paliers qui est boulonné à l'extrémité arrière du cadre d'échappement. L'arbre de la turbine de charge comprend un dispositif mécanique de survitesse capable de déclencher le système de contrôle de la turbine par survitesse. Le rotor est équilibré avec le dispositif de survitesse installé dans l'arbre. Les aubes de la turbine sont fixées sur les roues axialement par un assemblage en « pied sapin ». Des plaques de couvercles sont montées par-dessus les pieds d'aubes de chaque côté de la roue de la turbine. Chaque aube et son couvercle est verrouillé sur place par une simple goupille d'arrêt qui est mise au pas des pieds en queue d'aronde. Les deux oreilles de la goupille d'arrêt sont tordues dans une rainure spéciale qui se trouve sur un côté de la roue de la turbine, ce qui empêche la goupille de tourner dans la rainure. Chaque partie du rotor de la turbine qui pourrait affecter l'équilibrage de l'ensemble est pesée ou équilibrée séparément avant l'assemblage final. Ces parties sont ensuite assemblées de façon à ce que l'équilibrage final demande le minimum de correction.



Figure (III -15) Roue HP



Figure (III-16) Roue BP

III.3.4.5 Ensemble diaphragme:

Le diaphragme est maintenu entre les roues de turbine du premier et du second étage par six tiges support creuses qui passent radialement à travers le corps de la turbine et les roues percées dans la paroi du diaphragme. L'ensemble du diaphragme est de type à barillet, il se divise en deux dans le plan horizontal. Des labyrinthes d'étanchéité d'air sont montés dans une rainure dans le diaphragme pour séparer les deux étages de turbine et former ainsi un espace à l'arrière de la roue premier étage et un espace à l'avant de la roue du deuxième étage.

L'air de refroidissement est amené dans les espaces des roues pour refroidir les roues de turbine et rendre étanche le passage de gaz. Les faces d'extrémité de l'ensemble diaphragme portent les étanchéités des roues, ce qui empêche la veine de gaz chaud de pénétrer dans les espaces entre roues. L'ensemble diaphragme porte aussi la paroi intérieure du conduit inter-étages du gaz. Une rainure est usinée circonférentiellement sur l'extrémité arrière de la paroi extérieure du diaphragme pour retenir les segments de protection intérieurs des aubes du deuxième étage et réduire les fuites autour des aubes de distribution.

L'air de refroidissement est amené au diaphragme du second étage à travers les tiges support creuses et à travers l'alésage central de la roue de premier étage. Des trous percés en angle à travers la paroi du diaphragme juste après la rainure du déflecteur d'air, viennent croiser les trous de la tige support et permettent d'amener l'air de refroidissement jusqu'à l'espace devant la roue du deuxième étage à travers les tiges-support creuses.

Les thermocouples pour la mesure des températures à l'arrière de la roue du premier étage et à l'avant de la roue du second étage sont installés dans les faces d'extrémités du diaphragme. Les câbles des thermocouples sortent à l'extérieur de la turbine à travers l'un des trous de tige-support creuse.

tige support et permettent d'amener l'air de refroidissement jusqu'à l'espace devant la roue du deuxième étage à travers les tiges-support creuses.

Les thermocouples pour la mesure des températures à l'arrière de la roue du premier étage et à l'avant de la roue du second étage sont installés dans les faces d'extrémités du diaphragme. Les câbles des thermocouples sortent à l'extérieur de la turbine à travers l'un des trous de tige-support creuse.

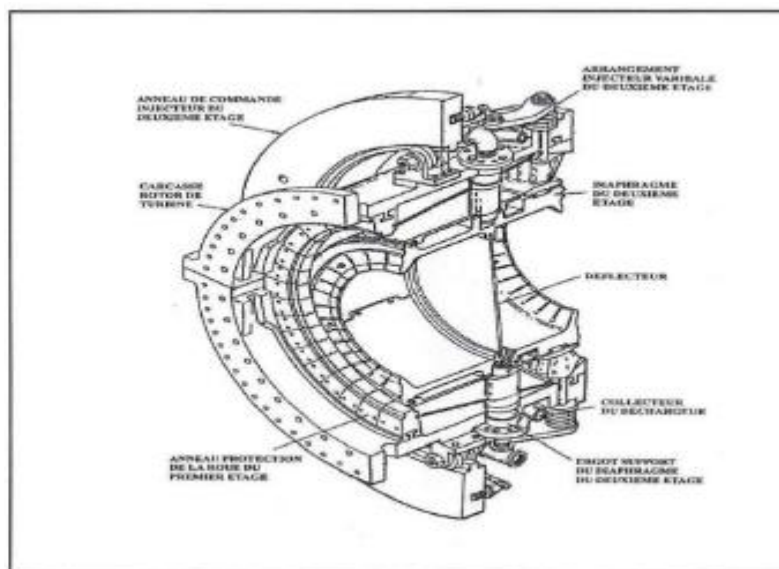


Figure (III -17) : Le diaphragme de la turbine [2]

III.3.4.6 Rotor de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux arbres séparés: Celui du premier étage (turbine haute pression) qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés avec lui, et le rotor de la turbine du deuxième étage (basse pression) qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes.

La roue du premier étage est boulonnée directement sur l'arrière du rotor du compresseur de manière à former un étage haute pression.

La roue du deuxième arbre est boulonnée sur un arbre pour former le rotor de la turbine basse pression (de puissance). Ce rotor est soutenu par deux paliers: coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée, et le coussinet lisse N°4 situé à l'arrière du cadre de l'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse; le rotor est équilibré avec la masse de survitesse avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibre final.

III.4 Influence d'agents externes sur les performances de la turbine:

Le fonctionnement de la turbine à gaz est basé sur l'utilisation de l'air ambiant comme fluide comburant, par conséquent les performances de la turbine sont étroitement liées aux caractéristiques thermodynamiques de l'air ambiant, en l'occurrence :

- La Température
- La Pression
- L' Humidité relative

III.4.1 Effet de l'augmentation de la température d'admission du compresseur [2] :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et, donc, la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. Ce lien entre la température d'admission du compresseur, la puissance et le rendement change de turbine à turbine, selon les paramètres du cycle, le rendement de compression et d'expansion et le débit d'air.

La figure suivante montre comment la puissance, la consommation spécifique, le débit d'air et le débit des gaz échappés, dépendent de la température ambiante.

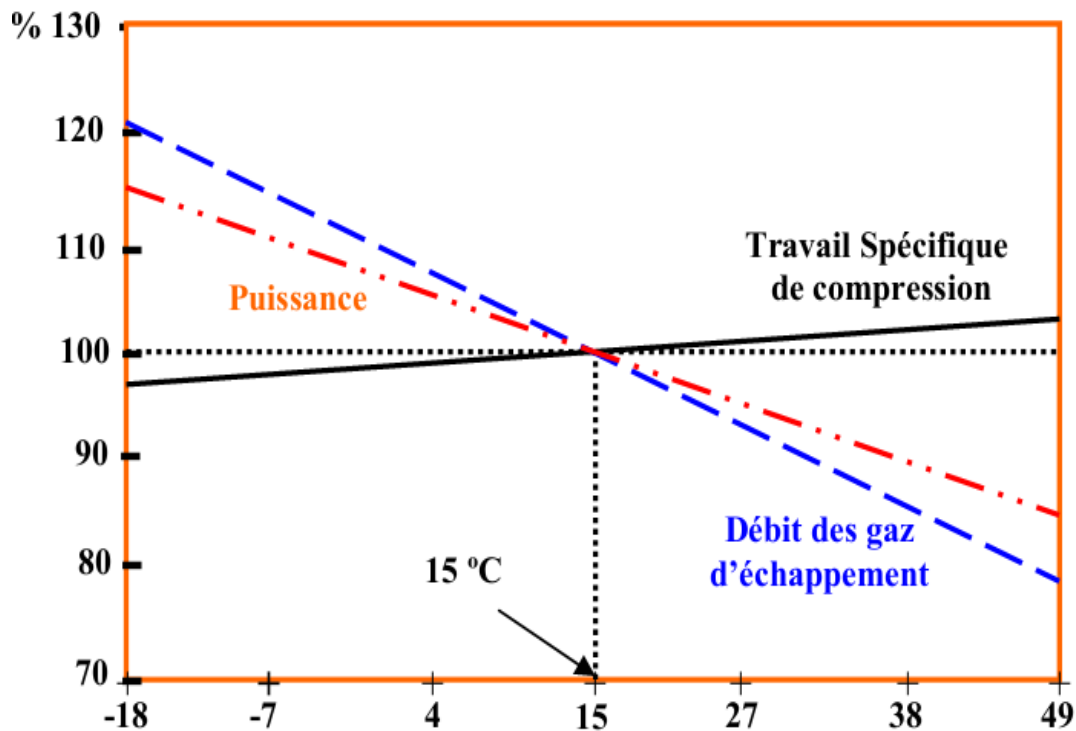


Figure (III.18) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.[2]

La consommation spécifique, représentée dans le figure (III-20), est l'inverse du rendement, parce qu'elle indique le rapport entre l'énergie thermique, résultant du processus de combustion, et l'énergie mécanique obtenue sur l'arbre de puissance (ou aux bornes du générateur, si nous considérons les performances d'un réducteur de charge et d'un générateur). Pour récapituler, et si on appelle Q_1 l'énergie résultant de la combustion et W_u le travail utile extérieur, la consommation spécifique (BR) est définie comme :

$$HR = Q_t / W_u$$

Et elle est en général exprimée en **KJ / KWh**.

III.4.2 Influence de l'altitude sur les performances de la turbine:

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc.) ne sont pas influencés.

La Figure (III-19) montre le modèle du pourcentage de la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à son altitude d'installation.

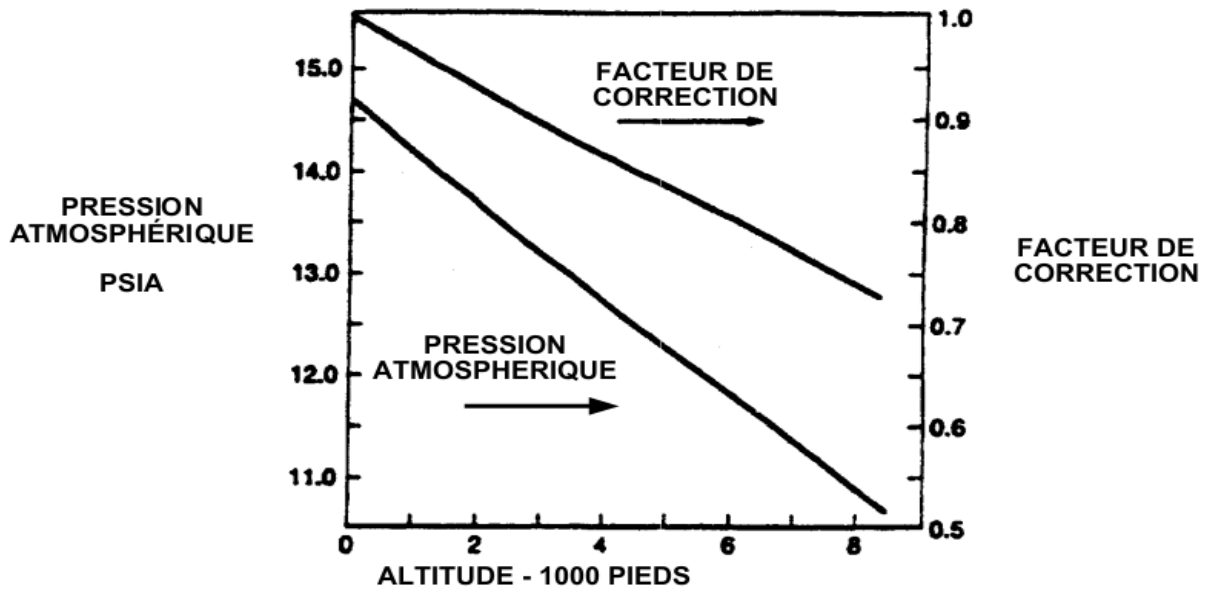


Figure (III-19) influence de l'altitude sur la turbine. [2]

L'humidité relative influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente (fig. III.20). Cet effet a été souvent négligé par le passé. Aujourd'hui et puisque l'on procède régulièrement à des ajouts de l'humidité, sous forme d'eau ou de vapeur, afin de réduire les émissions des Nox, il y a lieu de prendre en considération l'impact de l'humidité.

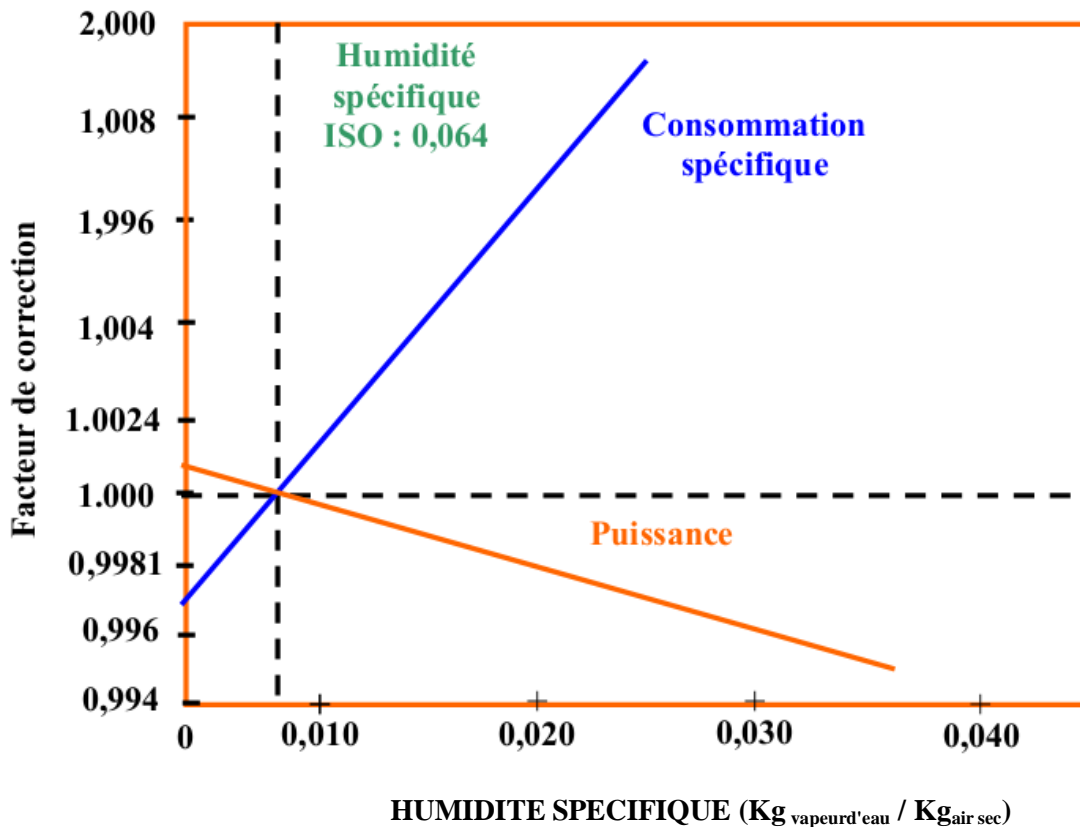


Figure (III-20) : Influence de l'humidité sur les performances de la turbine [2]

III.5 Influence des facteurs internes sur les performances de la turbine à gaz :

En plus 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", du fait qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz on distingue:

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

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

III.5.1 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 essentiellement par un filtre à air, un silencieux, un conduit, des régulateurs de la section des tuyaux, etc... , qui sont installés en amont de la bride de succion du compresseur.

Lorsque l'air s'écoule à travers de ce système, il est sujet à la 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 comme on la mentionné précédemment.

III.5.2 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 lesquels les gaz d'échappement sont déchargés dans l'atmosphère.

Les gaz d'échappement qui s'écoulent à travers ce système sont sujets à la 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, ce qui génère une réduction de la puissance utile et une augmentation de la consommation spécifique.

Le tableau (III-3) montre les valeurs typiques sur la base desquelles la performance dépend des chutes de pression au niveau de la section de l'admission du compresseur et celle d'échappement de la turbine. Pour les raisons expliquées auparavant, cette dépendance est proportionnelle aux valeurs de la chute de pression.

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 millimètres de H2O à l'aspiration	Tous les 100 millimètres H2O à l'échappement
1.42 % pertes de puissance	0.42 % pertes de puissance
0.45 % augmentation de la consommation spécifique	0.42 % augmentation de la consommation spécifique
1 °C augmentation de la température d'échappement	1 °C augmentation de la température d'échappement

Tableau III -3 influence de pertes de charge l'admission et de l'échappement. [2]

III.5.3 Influence du type de gaz carburant :

On peut obtenir une meilleure performance avec le gaz naturel qu'avec le carburant diesel. En effet la puissance développée en utilisant du gaz naturel et avec les mêmes conditions (environnementales, chute de pression, etc.) est presque supérieures de 2% et la consommation spécifique baisse de 0,7 à 1% du celle qui fonctionne avec le diesel, selon le modèle de turbine à gaz.

Cette différence deviendra plus remarquable si l' on compare les performances obtenues avec le gaz naturel et avec les types de carburant progressivement plus "pesants", avec un pouvoir calorifique important. Cela est dû à une puissance de réchauffage plus élevée des produits dérivant de la combustion du gaz naturel, puisque ce dernier a un contenu plus élevé de vapeur d'eau, résultant d'un rapport plus élevé entre l'hydrogène et le carbone, qui est typique du méthane (le composant principal du gaz naturel).

Les combustibles gazeux avec une valeur calorifique plus basse que le gaz naturel (en général appelés "gaz à bas Btu") peuvent influencer remarquablement la performance d'une turbine à gaz. En effet, la valeur calorifique diminue, le poids du carburant transporté vers la chambre de combustion doit augmenter pour fournir la quantité d'énergie nécessaire (KJ/h). Or cette augmentation du poids du fluide, qui n'est pas encore comprimé par le compresseur, entraîne une augmentation de la puissance et une réduction de la consommation spécifique, mais malheureusement une augmentation des émissions du co2 due à l'élévation du nombre de carbone, donc plus de C3 et C4.

Dans ce cas, la puissance absorbée par le compresseur est presque la même. Toutefois, dans le cas de la combustion de "gaz à bas btu", il faut considérer les effets collatéraux suivants:

- Une augmentation du poids du fluide transporté vers la turbine augmente le taux de compression dans le compresseur, qui ne doit pas être trop proche de la limite d'oscillation.
- Une quantité plus élevée de carburant transporté demande des diamètres plus larges des tuyaux et des soupapes de contrôle, et par conséquent, des coûts plus élevés. Cet effet est d'autant plus important que la température des gaz ainsi que son volume spécifique sont plus élevés (gaz résultant du charbon)

- Les gaz avec une valeur calorifique inférieure sont de souvent assez saturés avec vapeur d'eau en amont du système de combustion de la turbine à gaz. Cela entraîne une augmentation des coefficients de la transmission de la chaleur par les produits de la combustion et une augmentation de la température du métal des parties chaudes de la turbine.

La figure (III-21) montre l'allure de la variation du débit de combustible consommé par une machine et la quantité du CO₂ émise, en fonction du PCI :

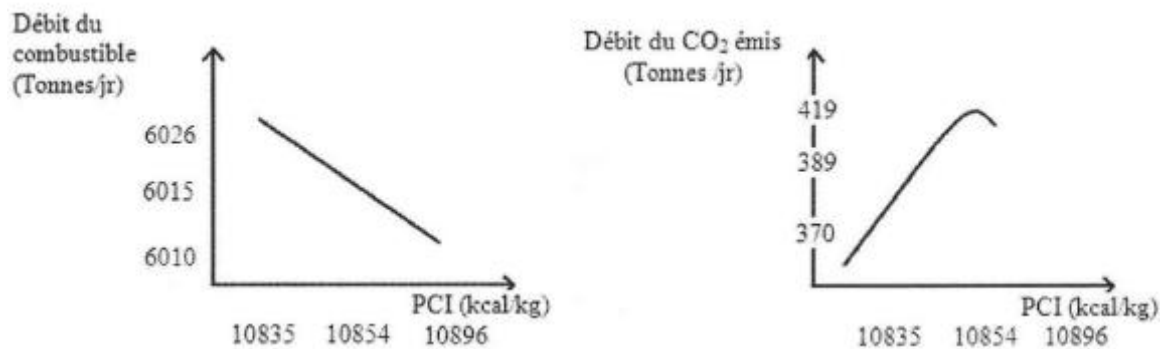


Figure (III-21) variation du débit consommé, et le débit de CO₂ émis en fonction du PCI

III.5.4 Extraction d'air du compresseur axial:

Dans quelques applications de la turbine à gaz (processus chimiques, balayage des canalisations pendant la mise en service opérationnelle, etc.) il peut être nécessaire d'extraire de l'air comprimé à partir du refoulement du compresseur. En règle générale, et sauf indication contraire, dans le cas des machines dérivées de l'aéronautique, il est possible d'extraire même 5% du débit du compresseur sans faire aucune modification à la conception de la turbine. Il est possible de réaliser des valeurs d'extraction entre 6 et 20%, selon la machine et la configuration de la chambre de combustion, si des changements sont faits aux carters, à la tuyauterie et au système de contrôle/commande.

Dans la Figure (III-22) 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.

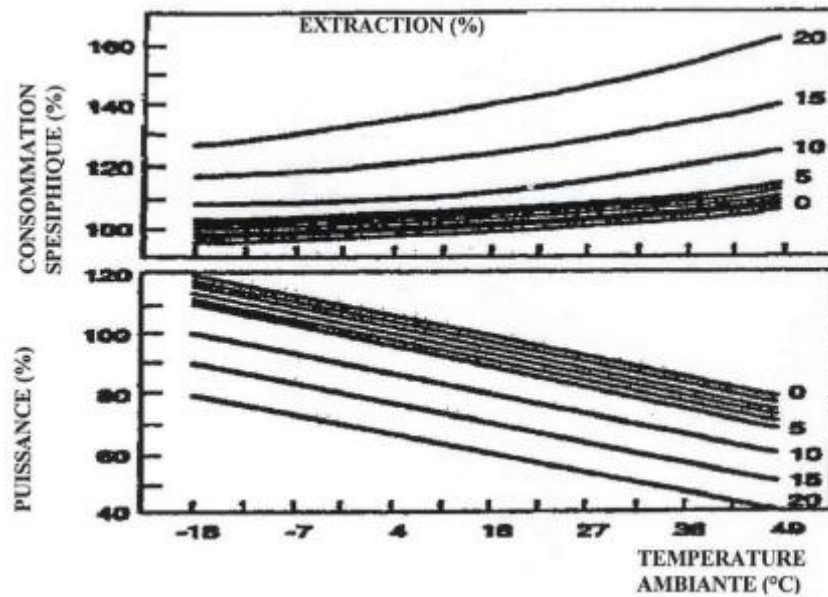


Figure (III -22) : Influence d'extraction d'air sur les performances de la turbine [2]

Conclusion :

Nous avons vu dans ce chapitre les différents organes constituant la turbine à gaz MS5002C, 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.

CHAPITRE IV

CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ SANS AMELIORATION

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, dans un premier temps d'après les données standards du constructeur et ensuite d'après les conditions climatiques réelles du site. Le but de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures, particulièrement dans boosting.

IV.1 Données du problème :

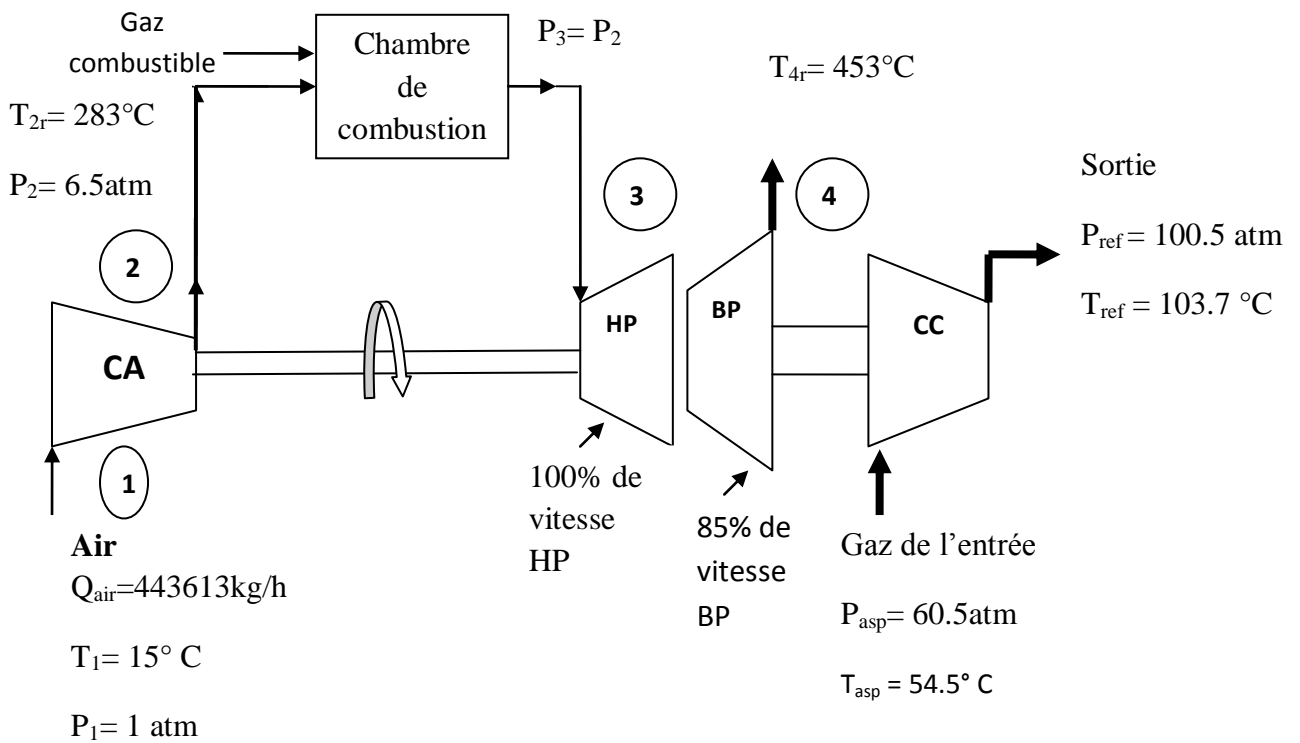


Figure (IV-1) turbine à gaz MS 5002C

Avec: **CA** : Compresseur axial , **HP** : roue haute pression , **BP** : roue basse pression , **CC** : Compresseur centrifuge 1^{er} étage

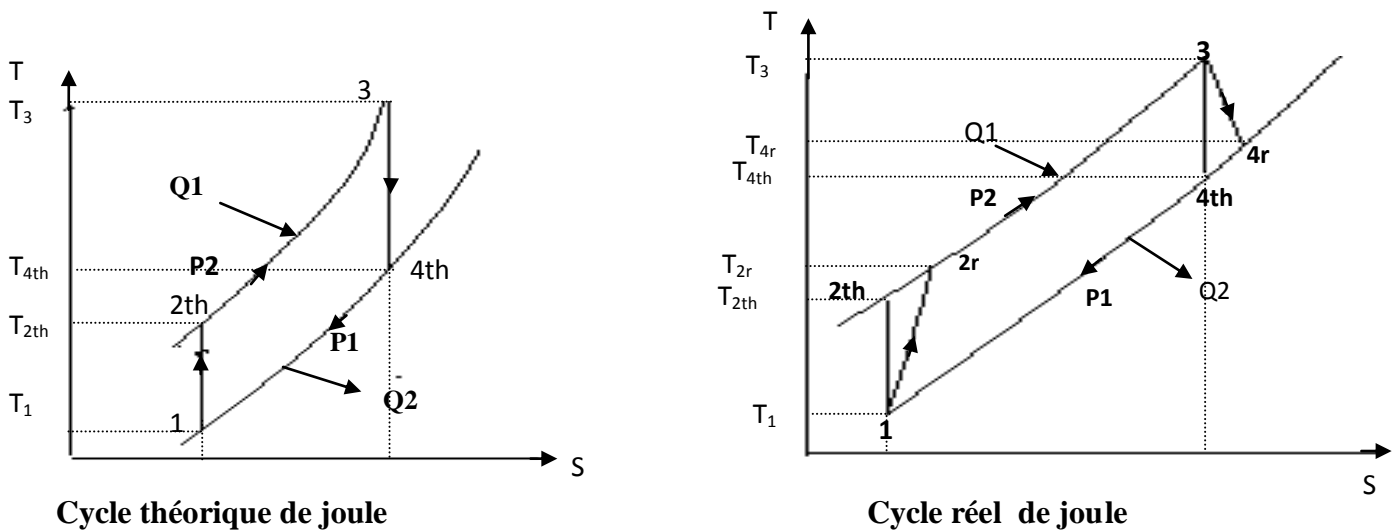


Figure (IV-2) Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz

- 1 – 2 : compression isentropique,
- 2 – 3 : combustion isobare.
- 3 – 4 : détente isentropique,
- 4 – 1 : échappement isobare.

IV. 2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :

Le tableau donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
T ₃ max (°C)	966
T ₄ max (°C)	582
Puissance utile (kW)	28337
Puissance de chauffe (kJ/kwh)	12308
Excès d'air E (%)	300 – 500
Le taux de compression P ₂ /P ₁	6 – 8
Débit d'air (kg/h) à 15°C	44 3613
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12 153.78
Débit de combustible (kg/h)	5785
PCI (kcal/kg)	10835
Masse volumique du fuel gaz (kg/m ³)	PM = 18.911kg/ kmol : ρ=0.84
Masse volumique du fuel gaz (kg/m ³)	PM = 20 kg / kmol : ρ = 0.89
Rendement chambre combustion (%)	98
Rendement compresseur axial (%)	88
Rendement turbine total (%)	28.8
Rendement détente (%)	90
γ de l'air	1,4

Tableau (IV-1) Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C [19]

IV.3 Les paramètres opératoires :

On donne dans le tableau ci-dessus les conditions opératoires de fonctionnement des turbines :

Conditions opératoires	Cas été	Cas hiver
Température asp comp axial T ₁ en °C	48	0
Température ref comp ax T _{2r} en °C	313	259
Température échappement T ₄ en °C	545	410
Température asp comp centrifuge °C	68.6	54
Température ref comp centrifuge °C	108.5	103
Pression asp comp centrifuge atm	76.1	60
Pression ref comp centrifuge atm	113.7	101
Taux de compression comp axial actuel $\varepsilon = P_2/P_1$	5.9	6.95
Rendement chambre de combustion	98	
Débit refoulement Kg/h	840625.99	

Tableau (IV-2) les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C [18]

IV.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine, car au niveau de la boosting les débits mètres ne fonctionnent plus.

On a :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \tag{IV 1}$$

P_T : Puissance totale de la turbine (kw).

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

P_{CA} : Puissance absorbée par le compresseur axial (kw).

H₃ : Enthalpie au point T₃ (kcal/kg).

H₄ : Enthalpie au point T₄(kcal/kg) .

Q_{air} : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

Q_{stœchiométrique} : débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

Q_C : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h).

De (1) on tire la relation d'enthalpie H_3 : [16]

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 \quad (IV\ 2)$$

On a encore :

$$H_3 (Q_{air} + Q_C) - H_2 Q_{air} = (PCI + h_C) Q_C \eta_{cc} = Q_1 \quad (IV\ 3)$$

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

H_2 : Enthalpie du l'air au point T_2 (kcal/kg).

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

h_C : Enthalpie du combustible a ça température ambiante (kcal/kg).

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

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

$$H_3 = \frac{[(PCI+h_C) Q_C \eta_{cc} + H_2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_C)} \quad (IV\ 4)$$

On met (4) = (2) :

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 = \frac{[(PCI+h_C) Q_C \eta_{cc} + H_2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_C)}$$

$$P_T + (Q_{air} + Q_C) H_4 = ((PCI + h_C) Q_C \eta_{cc} + H_2 Q_{air})$$

$$P_T + Q_{air} H_4 + Q_C H_4 = ((PCI + h_C) Q_C \eta_{cc} + H_2 Q_{air})$$

$$Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{((PCI + h_C) \eta_{cc}) - H_4} \quad (IV\ 5)$$

IV.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible : Q_C

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$P_U = C_{P\ moy\ gaz} \times (T_{ref} - T_{asp})$$

$$P_{CA} = \frac{[(Q_{air} \times W_{CA}) \times 4.18]}{3600} = \frac{[(Q_{air} \times W'_{CA} + Q_{air\ refroidir} \times W''_{CA}) \times 4.18]}{3600}$$

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{P\ moy(T1, T2)} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W'_{CA\ réalisé\ au\ 16\ étage} + W''_{CA\ réalisé\ au\ 10\ étage}$$

$$W'_{CA} = C_{P\ moy(T1R, T1)} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W''_{CA} = C'_{P\ moy(T1, TSr)} \times (T_{Sr} - T_1)$$

On note qu'au niveau de boosting, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 10^{ème} étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

W_{CA} : Travail total réalisé par le compresseur axial (kcal/kg) tel que :

W'_{CA} : Travail réalisé au 16^{ème} étage (kcal/kg).

W''_{CA} : Travail réalisé au 10^{ème} étage (kcal/kg).

P'_{CA} : Puissance absorbée au 16^{ème} étage (kw).

P''_{CA} : Puissance absorbée au 10^{ème} étage (kw).

P_{CA} : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kw).

P_{Sr} : Pression de l'air au 10^{ème} étage (bars).

T_{Sr} : Température de l'air au 10^{ème} étage (°C).

H_4 : Enthalpie du gaz à la température T_4 (kcal/kg).

Puisque 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.

$$H_4 = C_{p \text{ air } T_{4r}} \times T_{4r}$$

$$H_2 = C_{p \text{ air } T_{2r}} \times T_{2r}$$

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

constituants du gaz	$Y_i'_{mol}$	Masse mol M_i (kg/kmol)	$M_i \times Y_i'_{mol}$	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-3) Compositions et caractéristiques du gaz combustible [18]

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{moy} = \sum M_i \times Y_i'_{mol} = 18,91 \text{ kg/kmol}$.

Concentration massique: $Y_i \text{ massique} = (M_i \times Y_i'_{mol}) / \sum M_i \times y_i'_{mol}$

Pouvoir calorifique inférieur moyen, $PCI_{moy} = \sum PCI_i \times Y_i'_{mol} = 9147,6 \text{ kcal/m}^3 = 10835 \text{ kcal/kg}$

La chaleur spéciphique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3) \quad [16]$$

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

La chaleur spéciphique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{P \text{ moy}} = \sum_{i=1}^7 C'_{P i} \times Y_i'$$

La chaleur spéciphique massique de l'air :

$$C_{p\text{air}} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4} T + 1,147 \times 10^{-6} T^2 - 4,696 \times 10^{-10} T^3) / 29 \quad [15]$$

T: Température de l'air

IV.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une turbine :

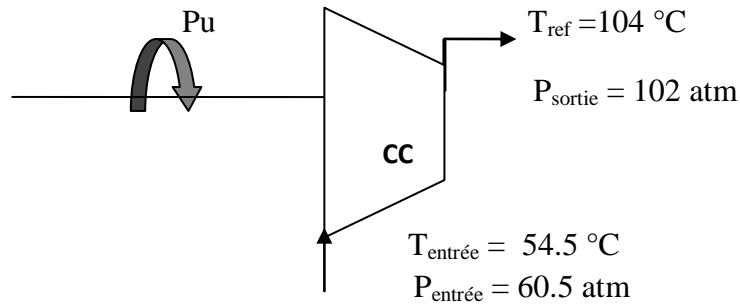


Figure (IV-3) compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions suivantes pour le compresseur centrifuge :

Débit de gaz en kg/h	T _{entrée} °C	T _{ref} °C	P _{entrée} Atm	P _{sortie} Atm	C _p entrée	C _p sortie
840625	54.5	103.7	60.5	100.5	0,47	0,56

Tableau (IV-4) Paramètres de marche du compresseur centrifuge

Conditions de fonctionnement de la turbine :

T ₁ : Température ambiante	15 °C	298 °K
T _{2r} : Température réelle de refoulement du compresseur	283 °C	556 °K
T _{4r} : Température d'échappement réelle	453 °C	726 °K
Taux de compression $\epsilon = P_2 / P_1$	6.5	

Tableau (IV-5) Paramètres de marche de la turbine

$$C_{p\text{ moy gaz comp centr}} = (C_{p\text{ entrée}} + C_{p\text{ sortie}}) / 2 = (0,47 + 0,562) / 2$$

$$C_{p\text{ moy gaz comp centr}} = 0,516 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$W_{\text{comp centr}} = C_{p \text{ Moy gaz cc}} \times (T_{\text{ref}} - T_{\text{asp}}) = 0,516 \times (103,7 - 54,5)$$

$$W_{\text{CC}} = 25.387 \text{ Kcal / Kg}$$

$$P_U = P_{\text{abs cc}}$$

$$P_U = W_{\text{cc}} \times Q_{\text{gaz refole}}$$

$$\text{D'où: } P_U = (25.387 \times 804625 \times 4,18) / 3600$$

$$P_U = 23\,718.22 \text{ kw}$$

IV.6 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:

IV .6.1 Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P_{\text{CA}} = (W_{\text{CA}} \times Q_{\text{air}}) = W'_{\text{CA}} \times Q_{\text{air}} + W''_{\text{CA}} \times Q_{\text{air de refroid}}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = (C_{p \text{ entrée comp ax}} + C_{p \text{ sortie comp ax 16ème étage}}) / 2 = (0,2317 + 0,2384) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp ax}} = 0,235 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$W'_{\text{CA}} = 0,235 \times (283 - 15)$$

$$W'_{\text{CA}} = 62.98 \text{ kcal/kg}$$

La puissance absorbée par le compresseur axial au 16^{ème} étage :

$$P'_{\text{CA}} = 0,235 (283 - 15) \times 4\,31459.21 \times 4,18 / 3600$$

$$P'_{\text{CA}} = 31551.221 \text{ KW}$$

IV.6.2 Détermination du rendement du compresseur axial η_{CA} :

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2Th} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

On a :

$$T_{2th} = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} * T_1 = 6.5^{(0,286)*} (15 + 273) \text{ tel que : } \delta = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$T_{2th} = 491\text{K}$	→	$T_{2th} = 218.63\text{ °C}$
-------------------------	---	------------------------------

$$\eta_{CA} = \frac{491 - 288}{556 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$\eta_{CA} = 75.74\%$

IV.6.3 Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10ième étage du compresseur axial T_S :

Le schéma montre le soutirage de dixième étage du compresseur axial :

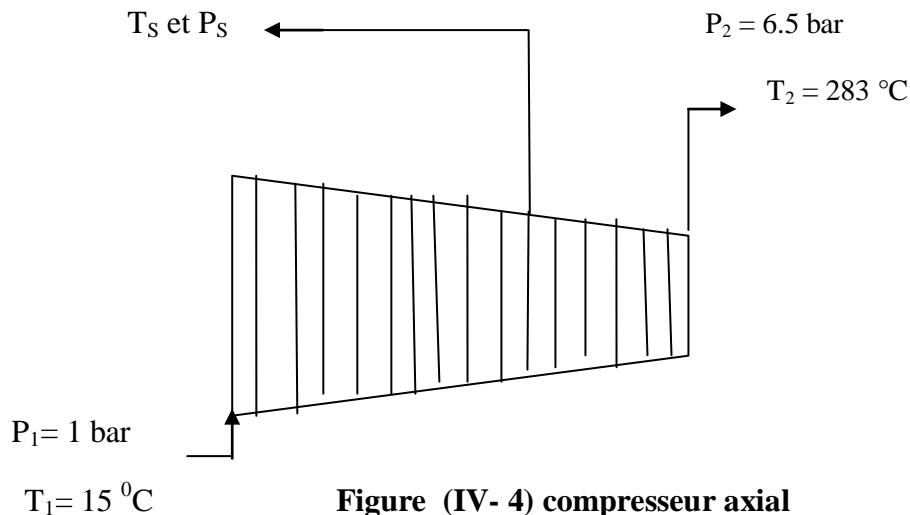


Figure (IV- 4) compresseur axial

Avant de déterminer T_S , on doit calculer la pression de soutirage P_S :

$$P_n / P_{n-1} = (\epsilon)^{1/n} \quad [14]$$

P_n / P_{n-1} : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n.

Pour n = 16

$$P_{16} / P_{15} = (6.5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5.78 \text{ atm}$$

Pour n = 15

$$P_{15} / P_{14} = (6.5)^{1/15} = 1,13 \longrightarrow P_{14} = 5.11 \text{ atm}$$

De la même manière, on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$P_{11} / P_{10} = (6.5)^{1/11} = 1,18 \longrightarrow P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$P_S = P_{10} = 2,80 \text{ atm}$$

$$T_{S\text{th}} = (P_S/P_1)^{\delta-1/\delta^*} T_1 = (2,80 / 1)^{(0,286)^*} (273+15)$$

$$T_{S\text{r}} = \frac{T_{S\text{th}} - T_1}{\eta_{CA}} + T_1 = \frac{114 - 15}{0,757} + 15 = 145,78 \text{ °C} \longrightarrow 418,78 \text{ °K}$$

$$T_{S\text{r}} = 145,78 \text{ °C} \longrightarrow T_{S\text{r}} = 418,78 \text{ °K}$$

IV.6.4 Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :

$$C_p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{S\text{r}}) = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie } 10^{\text{ème}} \text{ étage}) / 2 = (0,2317 + 0,2345) / 2$$

$$C_p \text{ moy gaz comp ax } (T_1, T_{S\text{r}}) = 0,2331 \text{ kcal / kg °C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10^{ème} étage :

$$W''_{CA} = 0,2331 \times (145,78 - 15)$$

$$W''_{CA} = 30,484 \text{ kcal/kg}$$

IV.6.4 .1 la puissance totale absorbée par le compresseur axial :

$$P_{CA} = (62.98 \times 431459.22 \times 4, 18 / 3600) + (30.484 \times 12153.78 \times 4, 18 / 3600)$$

$$P_{CA} = 31551.222 + 430.198$$

$$P_{CA} = 31981.42 \text{ Kw}$$

IV.6.4 .2 Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H_4 :

$$H_4 = C_{P T_{4r}} \times T_{4r}$$

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommée, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$\text{A } T_{4r} = 453 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{P T_{4r}} = 0,246 \text{ Kcal / kg }^\circ\text{C} \longrightarrow H_4 = 0,246 \times 453$$

$$H_4 = 111.438 \text{ Kcal/kg}$$

IV.6.4 .3 Détermination de l'enthalpie au point 2 :

$$\text{A } T_{2r} = 283 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{P T_{2r}} = 0,2388 \text{ Kcal / kg }^\circ\text{C} \longrightarrow H_2 = 0,2388 \times 283$$

$$H_2 = 67.58 \text{ Kcal / kg}$$

IV .6. 4 .4 Calcul de l'enthalpie du combustible :

$$h_C = C_{P \text{ gaz}} \times T_{\text{amb}} = 0,248 \times 15$$

$$h_C = 3,72 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

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

$$Q_C = \frac{\left\{ \left(\frac{3600}{4.18} \right) \times [(23718.22 + 32133.478)] + [(111.438 - 67.58) \times 431459.22] \right\}}{[(10835 + 3.72) \times 0.98 - 111.438]}$$

$Q_C = 6376.94 \text{ kg/h}$

IV.6.4.5 Recalcul de l'enthalpie H_4 en tenant compte du débit de combustible :

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

A $T_{4r} = 453 \text{ °C}$ on a :

$$C_{pGE} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4 / 1000) \quad \text{(IV 6)}$$

E : Excès d'air tel que : $E = Q_{air} / Q_C \times Q_{air \text{ stœchiométrique}}$

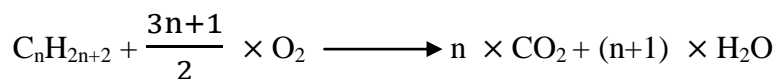
IV 6.4 .6 Détermination du débit d'air stœchiométrique :

$Y_{\text{Molaire O}_2 \text{ dans l'air}} = 21 \%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 \times 32) / 29 = 0,23 \text{ Kg d'O}_2 / 1\text{Kg d'air}$

D'ou débit d'air nécessaire : $Q_{air \text{ stœchiométrique}} = m_{O_2} / Y_{\text{mass O}_2}$

IV.6.4.7 Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :

Selon la réaction de combustion



On obtient :

$$m_{O_2} = (M_{O_2} \times \left(\frac{3n+1}{2} \right) \times Y_i) / M_i$$

Le tableau suivant donne la masse d' O_2 consommée par chaque constituant i :

Constituants	Masse d'O2 consommée par constituant (Kg)
CH ₄	2,8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
iC ₄ H ₁₀	0,03
nC ₄ H ₁₀	0,045
iC ₅ H ₁₂	0,011
nC ₅ H ₁₄	0,011
nC ₆ H ₁₆	0,008
nC ₇ ⁺	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

Tableau (IV-6) Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible

$$Q_{\text{air stœchiométrique}} = \frac{3.58}{0.23}$$

$$Q_{\text{air stœchiométrique}} = 15,56 \text{ Kg d'air / 1Kg de combustible}$$

Pour $Q_C = 6376.94 \text{ kg / h}$, il faut : $Q_{\text{air stœchiométrique}} = 99225.186 \text{ kg}$

IV.6.4.8 Détermination de la valeur de l'excès d'air :

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C \times Q_{\text{air stœchiométrique}}) = 431459.22 / (6376.94 \times 15,56)$$

Soit :

$$E = 4,348$$

$$E = 434.82 \%$$

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

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

$$\text{Pour } T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad (\text{IV } 7)$$

$$\text{Pour } T^{\circ} = 15^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho^{t^{\circ}} = \rho^{15^{\circ}} = \rho^{0^{\circ}} \times (273 / (273 + 15))$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,29 \times (273 / (273 + 15)) = 1,29 \times 0,947$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^{\circ}} = 1,227 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 443613 \text{ kg} / \text{h} \text{ à } 15^{\circ}\text{C} \text{ avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} \times \rho_{\text{air}}^{15^{\circ}}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (7).

$$Q_{\text{air volumique}} = 443613 / 1,227 = 361542.787 \text{ m}^3 / \text{h}.$$

$$\text{Pour : } T = 0^{\circ}\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg} / \text{m}^3 \longrightarrow Q_{\text{air}} = 361542.787 \times 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 466390.195 \text{ kg} / \text{h} \text{ à } 0^{\circ}\text{C}.$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 153.78 kg/h sont soutiré du 10^{ème} étage :

$$Q_{\text{air}} = [466390.195 - 1518.479 \times T] - 12 153.78$$

$$\text{Où : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (466390.195 - 443613) / (0 - 15) = - 1518.479 \text{ kg} / \text{h}^{\circ}\text{C}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire les débits massiques :

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m ³)	Débit d'air total aspiré (kg/h)	Excès d'air
0	1.29	466390.195	4.66
15	1.227	443613	4.33
25	1,18	426620.488	4,16
30	1,16	419389.63	4
40	1,125	406735.635	3,9
48	1,097	396612.437	3,8

Tableau (IV-7) Le débit d'air en fonction de la température ambiante

IV.6.4 .9Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :

A partir de la formule (6) :

$$C_{P_{GE T_4}} = [0.9718 + 0.044 / 4.348 + (0.0536 / 4.348 + 0.0927) (453 + 273 / 1000)] / 4.18 \quad [13]$$

$$C_{P_{GE T_4}} = 0.2531 \text{ kcal / kg K}$$

IV.6.4. 10 L'Enthalpie à la température T₄ en tenant compte du débit de combustible H'₄ :

$$H'_4 = 0,2531 \times (750 - 273)$$

$$H'_4 = 120.748 \text{ kcal / kg}$$

Remarque 1:

L'enthalpie H'_4 en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H_4 en négligeant ce dernier (débit de combustible).

On recalcule le débit Q_C avec H'_4 d'après la relation (5):

$$Q'_C = 6765.105 \text{ kg/h}$$

Remarque 2 :

$$Q'_C - Q_C = 388.165 \text{ kg / h}$$

$$\text{L'erreur donc est : } (388.165/6765.105) \times 100 = 5.737 \%$$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'_4 est toujours supérieur de 5.737 % par rapport au débit de combustible calculé avec H_4 où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

IV .6.4 .11 Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :

Débit d'air pour un excès d'air qui est égale à $E = 4,348$:

$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stœchiométrique}} \times E = 15,56 \times 4,348$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 67.654 \text{ Kg d'air / 1Kg de combustible}$$

$$\text{Pour : } Q_C = 6765.105 \text{ Kg/h} \longrightarrow Q_{\text{air total}} = 457659.015 \text{ Kg / h}$$

IV.6.5 Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :



V.6.5 .1 Détermination de la quantité d'O₂ nécessaire par 1Kg de combustible:

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (Q_{\text{air en excès}} - Q_{\text{air stœchiométrique}}) \times Y_{O_2} \text{ (massique dans l'air)}$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = (67.654 - 15,56) \times 0,23$$

$$m_{O_2 \text{ émis}} = 11,981 \text{ Kg d'O}_2 \text{ émis / 1Kg de combustible}$$

IV.6.5 .2 Détermination de la quantité d'azote émise par 1Kg de combustible :

$$m_{N_2} = Q_{\text{air en excès}} \times Y_{N_2} (\text{dans l'air}) + Y_{N_2} (\text{dans le gaz combustible}) \cdot$$

$$67.654 \times (1 - 0,23) + 0,084 = 52.177 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 52.177 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

IV.6.5. 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:

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} \times n \times Y_i) / M_i \tag{IV 8}$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} \times (n+1) \times Y_i) / M_i \tag{IV 9}$$

Le résultat obtenu est donné par le tableau suivant:

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)
CH ₄	0,8272	1,92	1,57
C ₂ H ₆	0,0851	0,4	0,24
C ₃ H ₈	0,0196	0,14	0,075
iC ₄ H ₁₀	0,0028	0,026	0,013
nC ₄ H ₁₀	0,0041	0,038	0,020
iC ₅ H ₁₂	0,0008	0,009	0,0046
nC ₅ H ₁₄	0,0008	0,0093	0,0046
nC ₆ H ₁₆	0,0005	0,007	0,0033
nC ₇ ⁺	0,0001	0,0016	0,00076
CO ₂	0,003	0,0058	
N ₂	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

Tableau (IV-8) Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement

IV.6.5.4 Détermination de la concentration des gaz d'échappement :

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{\left(\frac{m_i}{M_i}\right)}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (\text{IV } 10)$$

$$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}} = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad (\text{IV } 11)$$

D'après les formules (10) et (11), on obtient le tableau suivant :

Constituants des gaz d'échappement	$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}}$	$Y_{i \text{ GE MASSIQUE}}$	$M_i \times Y_{i \text{ GE}}$
CO ₂	0,025	0,039	1,11
H ₂ O	0,047	0,030	0,84
O ₂	0,16	0,170	4,97
N ₂	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28, 56

Tableau (IV-9) Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement

IV.6.5.5 Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :

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

$PM_{\text{moy}} = 28, 56 \text{ kg / kmol}$
--

VI.7 Détermination de la température sortie chambre de combustion T_{3r}

On calcule en premier lieu l'enthalpie H_3 .

VI.7. 1 Détermination de l'enthalpie H_3 :

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_c) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C$$

Donc :

$$H_3 = \{ (PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C + H_2 Q_{air} \} / (Q_{air} + Q_C)$$

$$H_3 = \frac{[(10835 + 3.72) \times 0.98 \times 6765.105 + 67.58 \times 431459.22]}{(431459.22 + 6765.105)}$$

$H_3 = 230.513 \text{ kcal / kg}$	→	$H_3 = 963.546 \text{ kJ / kg}$
-----------------------------------	---	---------------------------------

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

$$H_3 = [0,98228 + 0,1055 \left(\frac{T_3}{1000}\right)] (T_3 - 273)$$

$$0,98228 T_3 + \left(\frac{0,1055}{1000}\right) (T_3)^2 - 0,98228 \times 273 - \left(\frac{0,1055}{1000}\right) \times 273 \times T_3 = H_3$$

$$0,1055/1000 T_3^2 + 1,011 T_3 - 268,162 - 963.546 = 0$$

$$0,0001055 T_3^2 + 0,9534 T_3 - 1231.708 = 0$$

$T_3 = 1145.023 \text{ K}$	→	$T_3 = 872.023 \text{ °C}$
----------------------------	---	----------------------------

VI.8 Détermination de la température théorique T_{4th} :

$$\text{On a : } T_3 = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{4th} \longrightarrow T_{4th} = 1/((\epsilon)^{\delta-1/\delta}) \times T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r}$$

VII.8. 1 Calculons δ au point T_3 :

$$\text{On a : } r = C_p - C_v$$

$$\delta = C_p / C_v$$

VI.8.2 détermination de C_{pT3} :

$$C_{pT3} = H_3 / (T_{3r} - 273) = 225.518 / (1145.023 - 273)$$

$C_{pT3} = 0,2586 \text{ kcal/kg °C}$

VI.8.3 détermination de C_{vT3} :

$$\delta_{echap} = C_p / C_v \longrightarrow C_v = C_p / \delta_{echap} \text{ et } C_v = C_p - r$$

Tel que :

$$r = 1,98/\text{masse moléculaire}$$

$$C_V = 0,2586 - 1,98/28,56$$

$$C_{V T3} = 0,189 \text{ kcal/kg}$$

$$\delta_{\text{echap}} = 0,258/0,189$$

$$\delta_{\text{echap}} = 1,365$$

$$\text{D'où : } \delta - 1/\delta = 0,267$$

On a :

$$T_{4 \text{ th}} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (1/6.5)^{0,267} \times (1145.023)$$

$$T_{4 \text{ th}} = 694.65 \text{ K}$$

$$T_{4 \text{ th}} = 421.65 \text{ }^\circ\text{C}$$

VI.9 Détermination du rendement de la détente de la turbine :

$$\eta_d = \frac{T_{3r} - T_{4r}}{T_{3r} - T_{4Th}} = \frac{1145.023 - 750}{1145.023 - 694.65}$$

$$\eta_d = 87.7$$

VI.9.1 Détermination du rendement global de la turbine :

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

VI.9.2 Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :

$$Q_1 = H_3 \times (Q_{\text{air}} + Q'_c) - H_2 \times Q_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 230.513 \times (431459.22 + 6765.105) - 67.58 \times 431459.22$$

$$Q_1 = 71858389.74 \text{ kcal / h}$$

VI.9.3 Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = H'_4 \times (Q_{air} + Q_C) - H_1 \times Q_{air}$$

Avec :

$$H_1 = C_{P_{GE T1}} \times T_1 = 0,241 \times 15$$

$$H_1 = 3,615 \text{ kcal/kg}$$

VI.9.4 La chaleur perdue à l'échappement :

$$Q_2 = 120.74 (431459.22 + 6765.105) - 3.615 * 431459.22$$

$$Q_2 = 51351479.92 \text{ kcal / h}$$

Application numérique :

$$\eta_T = (71858389.74 - 51351479.92) / 71858389.74$$

$$\eta_T = 28.53 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous, l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge :

T1=288K	Pu =23 718 .22 KW	$\eta_T = 28.53 \%$
T2=556K	Pca =31 981.42 KW	
T3=1145.023 K	m _{air} =443 613kg\ h	
T4=726K	m _c =6 759 kg\h	
P2/ pl =6.5	E=4.34	

Tableau (IV-10) résultats des calculs pour les données du constructeur.

VI.9.5 Calcul thermodynamique à partir des données réelles :

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données du constructeur à une température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour une température de 48°C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

VIII .9.5.1 Données de départ:

Avant d'entamer la procédure de calculs du cycle thermodynamique, pour une température de 48 °C, nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur le site de Hassi R'mel et qui sont nécessaires pour le calcul :

- Température ambiante : 321K
- La pression atmosphérique : 1 bar
- Pression de refoulement du compresseur axial : 5.9 bars
- Température d'échappement des gaz brûlés: 818 K
- Température de refoulement du compresseur axial : 586K

VIII 9.5.2 Résultats des calculs :

On a procédé avec la même méthode de calcul a 48°C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

T1=321K	Pu =19234.524 KW	$\eta_T = 24.63 \%$
T2=586K	Pca =27797.279 KW	
T3=1141.006 K	m _{air} =396612.437 kg\ h	
T4=818K	m _c =6235.485 kg\h	
P2/ p1 =5.9	E=3.9	

Tableau (IV-11) résultats des calculs

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C et 48°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau suivant :

Paramètres	Cas 48° C	Cas 15 °C	Différence
Puissance utile en kW	19234.524	23718.22	-4483.696
Puissance compresseur axial en kW	27797.279	31981.42	-4184.141
Température de refoulement CA T2r (°C)	313	283	+30
Température echappement T4r °C	545	453	+92
m _c (kg/h)	6235.485	6759	-523.515
m _{air} (kg/h)	396612.437	443 613	-47000.563
Rendement thermique η_T	24.63	28.53	-3.9%

Tableau (IV-12) Comparaison entre les deux cas de fonctionnement

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une

température de 48° C ont diminués par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{23718.22 - 19234.524}{23718.22} = 18.904 \%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0.2853 - 0.2463}{0.2857} = 13.65\%.$$

Donc la puissance utile diminue de 18.904 % et le rendement thermique de 13.65 %.

CONCLUSION :

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier. Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température à une valeur de 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.904% et le rendement thermique de l'ordre de 13.65.

Chapitre V

Amélioration du cycle de la turbine à gaz MS5002C

Introduction

Le défaut de tous turbine a gaz réside dans le fait que la température atmosphérique influe sensiblement sur la puissance et le rendement thermique, la grandeur de cette influence se voit d'après le calcul thermodynamique effectué au chapitre précédent. La solution envisagée est le refroidissement de l'air ambiant avant son admission dans le compresseur axial, pour revenir à la condition d'exploitation **ISO** en utilise un échangeur de chaleur à faisceau et calandre sera dimensionné selon la méthode de **KERN** pour améliorer le rendement thermique par rapport à celui du constructeur.

V.1 Procédé de refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial :

Comme mentionné ci-dessus, la diminution des performances de la turbine à gaz sous l'effet de augmenter la température ambiante peut être palliée pratiquement par un refroidissement de l'air, avant son admission dans le compresseur axial, à l'aide d'un refroidisseur par l'eau . La présente solution utilise essentiellement les avantages du refroidissement à par l'utilisation d'une deuxième circulation d'un réfrigérant secondaire intermédiaire comme de propane sans modifier sa composition au cours du cycle, et aussi pour éviter le risque de la pénétration de propane à l'intérieure des organes de la turbine. Afin de mettre en œuvre cette solution nous allons procéder au dimensionnement du refroidisseur et ce en se basant sur le calcul thermodynamique et mécanique.

V.2 Présentation de l'installation de la turbine à gaz avec refroidissement d'air et récupération de chaleur :

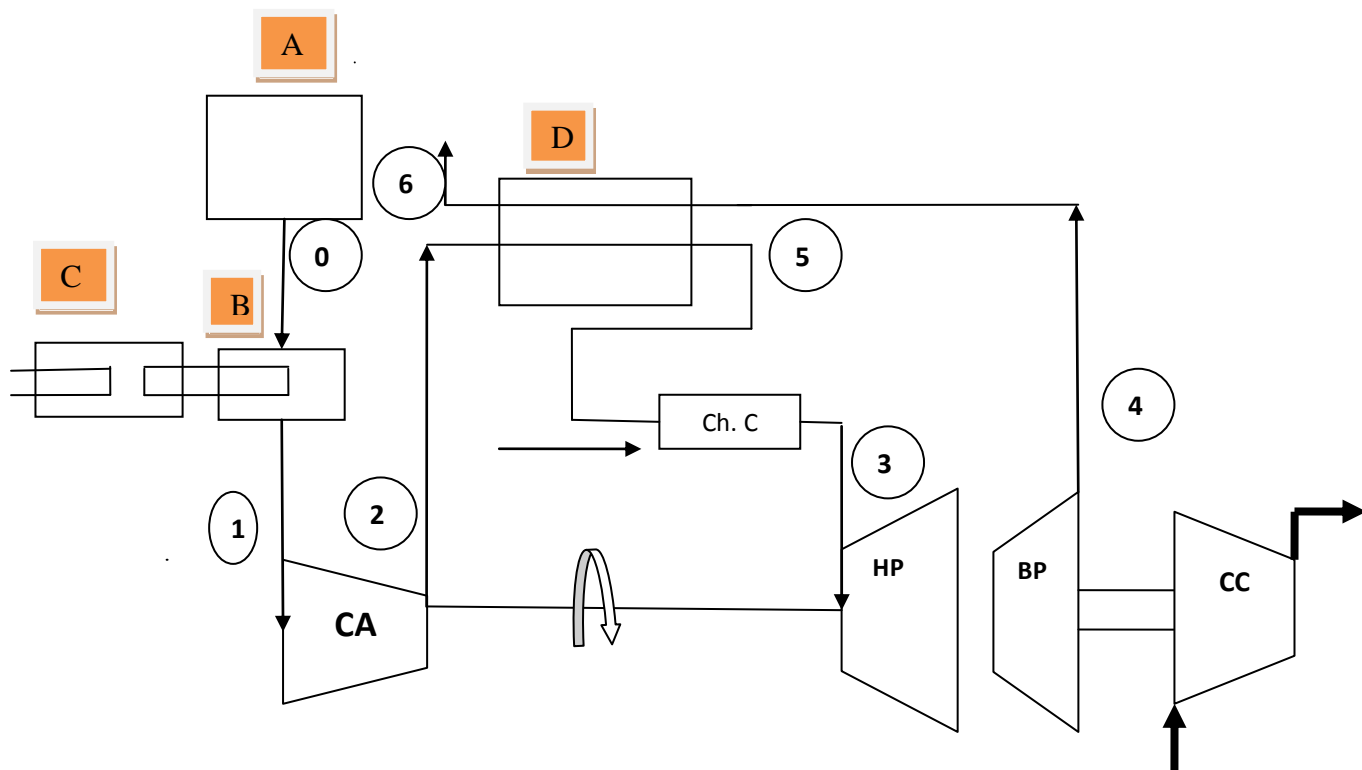


Figure [V-1] Schéma d'une turbine à gaz MS 5002C avec amélioration

A_ filtre d'admission

B_ refroidisseur d'air

C_ refroidisseur d'eau

D_ récupérateur

CA : compresseur axial

Ch. C : chambre de combustion

HP : turbine haut pression

BP : turbine base pression

CC : compresseur centre fuge

0 - 1 : Refroidissement de l'air d'admission

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.

V.3 Calcul thermique et dimensionnement du refroidisseur:

Donnée de problème [20 , 21]

	Fluide chaud (air)	Fluide froid (eau)
Température d'entrée	48 °C	5°C
Température sortie	15 °C	12°C
Chaleur spécifique	0.240 Kcal/Kg.K	1 Kcal/Kg.K
Viscosité dynamique	1.8684×10^{-5} Kg /m.s	1.467×10^{-3} Kg /m.s
Masse volumique	1.29 Kg / m ³	1000 kg / m ³
Conductivité thermique	0.0262 w /m.k	0.6 w /m.k

V. 3.1 Bilan thermique :

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} \times C_{p_{air\ moy}} \times \Delta T_{air} \quad (V.1)$$

$$\dot{Q}_{air} = 396612,437 \times 0,239 (48 - 15) \times \left(\frac{4.18}{3600}\right) = 3632,05 \text{ kw}$$

$$\dot{Q}_{air} = 3632,05 \text{ kw}$$

Calcul des débits : \dot{m}_{eau} , $\dot{m}_{propane}$?

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{eau} \text{ (la chaleur perdue par l'air est reçue par l'eau)}$$

$$\dot{m}_e = \dot{Q} / (C_{pe} \times \Delta T_e) = 3632,05 / (4,18 \times (12 - 5)) = 124,13 \text{ Kg/s} \quad (V.2)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{propane} \text{ (La chaleur perdue par l'eau est reçue par le propane)}$$

$$\dot{Q}_{propane} = \dot{m}_p \times C_p \times \Delta T_{propane}$$

$$\dot{m}_p = \dot{Q}_e / (C_p \times \Delta T_{propane})$$

$$3632,05 / \{17,7 \times [-24 - (-10)]\} = 14,7 \text{ kg/s}$$

V.3.2 calcul DTLM : différence de température logarithmique moyenne

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{V.3})$$

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 48 - 12 = 36 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 15 - 5 = 10 \text{ °C}$$

Donc

$$DTLM = \frac{36 - 10}{\ln\left(\frac{10}{36}\right)} \quad \boxed{DTLM = 20.3 \text{ °C}}$$

V.3.3 facteur de correction « F » qui dépend de deux paramètres R, E :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{48 - 15}{12 - 5} = 4,7 \quad (\text{V.4})$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{12 - 5}{48 - 5} = 0,16 \quad (\text{V.5})$$

$$T_2 - t_2 = 15 - 12 = 3 \text{ °C}$$

Le choix du refroidisseur d'air se fait sur la base des calculs thermiques et mécanique ci-après.

Nous avons choisir un échangeur de chaleur a faisceaux et calandre type 2- 4, d'après annexe figure A.

Le calcul de ces deux paramètres nous permettra d'avoir la valeur du facteur de

Correction F, à partir de annexe figure B , on a ainsi F= 0,93

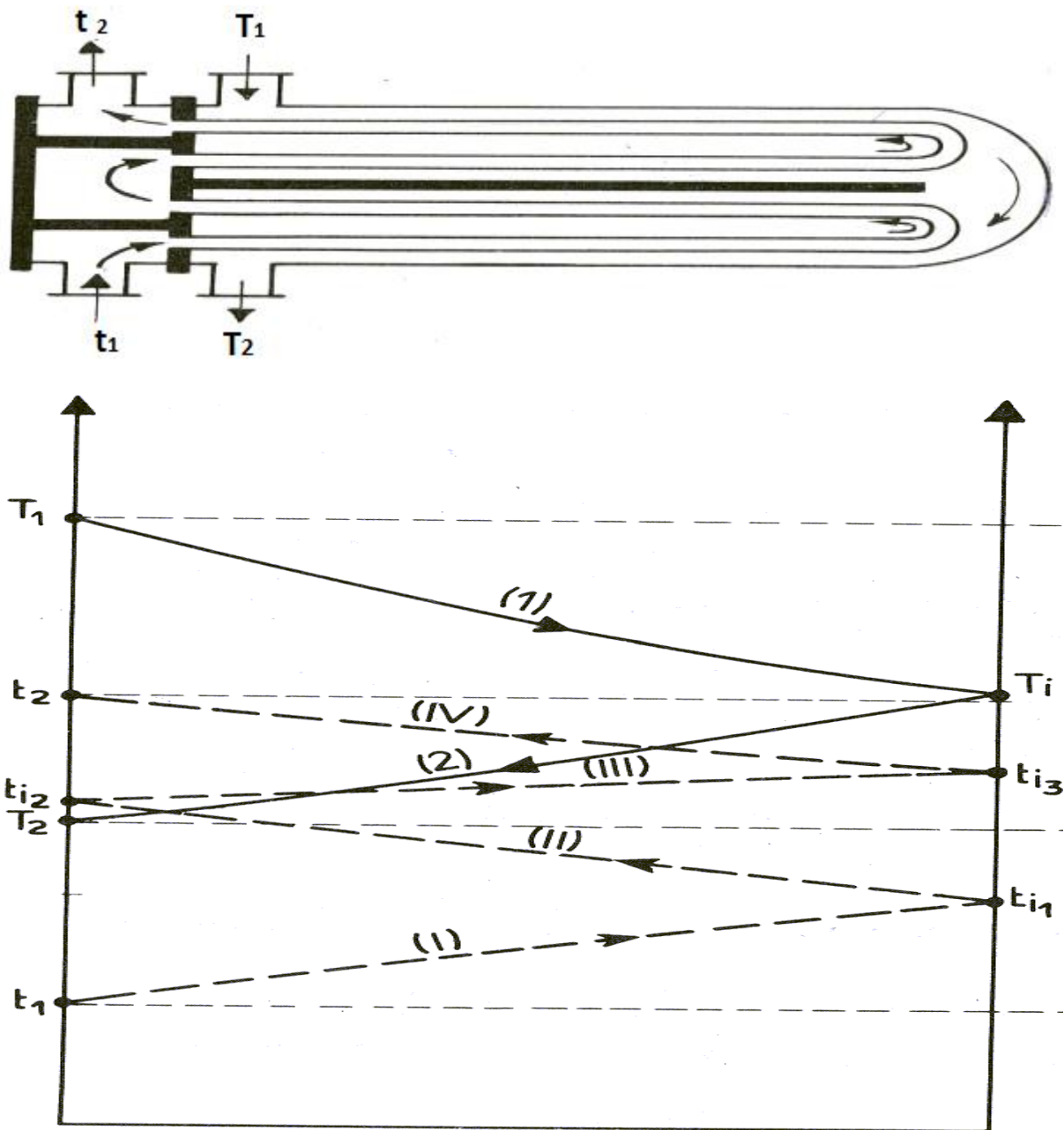


Figure [V-3] Distribution des températures en contre courant [5]

V.4 choix de l'appareil

Soient :

L : longueur de l'échangeur

d_{int} : diamètre intérieur

d_{ext} : diamètre extérieur

e : épaisseur

$F=0,93$ d'après la figure D de l'annexe dint = 1,35 in = 3,425 cm , et d'après le tableau (V.1) , annexe tableau .

$$\left[\begin{array}{ll} d_{\text{ext}} = 38.1 \text{ m} & d_{\text{int}} = 34.8 \text{ mm} \\ e = 1.65 \text{ m} & l = 20 \text{ ft} = 0.3048 \times 20 = 6.096 \text{ mm} \end{array} \right]$$

pour la longueur des tubes on peut choisir soit 20 ft ou bien 16 ou 14, la longueur est normalisé d'après le tableau (V.2) , annexe tableau

pour un pas triangulaire utilisé : $P = 1.25 \text{ ''} = 31.75 \text{ mm}$, la surface d'échange d'un seul tube

$$a_t = \pi \times d_{\text{ext}} \times l \quad (\text{V.6})$$

$$a_t = 3.14 \times 38.1 \times 10^{-3} \times 6.096$$

$$a_t = 0.7292 \text{ m}^2$$

V. 5 calcul surface de l'échangeur :

$$\dot{Q}_{\text{air}} = F \times K \times S \times DTLM \quad (\text{V.7})$$

Ayant connu la valeur du facteur de correction, on peut aisément calculer la valeur du Produit de la surface totale d'échange (S) et du coefficient d'échange global (K), on a alors:

$$K \times S = \dot{Q}_{\text{air}} / (F \times DTLM) \quad (\text{V.8})$$

$$K \times S = 3632,05 / (0,93 \times 20,31) = 192,29 \text{ KW/K}$$

On choisit des valeurs pour K comprises entre 30 et 300 tableau [V.5], annexe tableau. Dans notre cas(liquide- Gas) , on prend une valeur de K suffisamment grande afin d'avoir un meilleur échange de chaleur d' où :

$$K=300 \text{ W/m}^2\text{K} \longrightarrow S = (192,29 \times 1000) / 300$$

$$S = 641 \text{ m}^2$$

V.6 calcul nombre des tubes par calandre :

Soient :

N_t : nombre des tubes par calandre.

a_t : surface d'échange d'un seul tube.

S : surface d'échange globale.

n_c : nombre de passe coté calandre ($n_c = 2$)

$$N_t = \frac{S}{a_t \times n_c} \quad (\text{V.9})$$

$$N_t = \frac{641}{0.7292 \times 2} = 439.522 = 440 \text{ tubes}$$

Choix de l'appareil à partir du tableau (V.3), donnant le nombre de tube estimé N_t en fonction du nombre de passe coté tubes, $n_t = 2,4,6,8$. Et par calandre n_c et pour une disposition des tubes triangulaire on a : pour un tube de diamètre extérieur $d_{ex} = 38.1$ mm et pas $P = 31.75$ mm et nombre de passe coté tube ($n_t = 4$).

Donc le nombre de tubes le plus voisin de $N_t = 440$ tubes c'est $N_t = 486$ tubes pour un diamètre de la calandre $D_c = 838$ mm.

$$\left\{ \begin{array}{l} n_t = 4 \\ n_c = 2 \\ P = 31.75 \text{ mm (pas triangulaire)} \\ D_c = 838 \text{ mm} \\ N_t = 486 \text{ tubes} \\ \text{Poids} = 1.622 \text{ Kg / m} \end{array} \right.$$

Choix des fluides a l'intérieur du faisceau et calandre :

Coté tube : eau " fluide froid "

Coté calandre : l'air ambiant " fluide chaud "

V.7 détermination de coefficient globale sale K_s de l'appareil :

$$k_s = K \times \frac{N_t'}{N_t} \quad (\text{V.10})$$

$$K_s = 300 \times \frac{440}{486} = 271.604$$

$$K_s = 271.604 \text{ w/ m}^2 \cdot \text{K}$$

V.8 détermination de température calorique ($T_{c c}$, $T_{c t}$)

V.8.1 température calorique coté calandre :

$$T_{c c} = T_2 + F_c (T_1 + T_2) \quad (\text{V.11})$$

V.8.2 température calorique coté tube :

$$T_{c t} = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

(V.12)

V.9 calcul les deux coefficient (Kc et Fc) :

$$\Delta t_{Fr} = T_2 - t_1 = 15 - 5 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{Fr} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ch} = T_1 - t_2 = 48 - 12 = 36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ch} = 36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

D'après la(figure **E**), annexe figures

$$Kc = 0.009 \text{ et avec le rapport : } \frac{\Delta t_{Fr}}{\Delta t_{ch}} = 0.277$$

D'autre manière on a :

$$F_c = \frac{DTLM - \Delta t_{Fr}}{\Delta t_{ch} - \Delta t_{Fr}} \quad (\text{V.13})$$

$$F_c = \frac{20.3 - 10}{36 - 10} = 0.396 \cong 0.4$$

$$F_c = 0.4$$

Donc :

$$T_{c.c} = 15 + 0.4 (48 - 15) = 28.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c.c} = 28.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c.t} = 5 + 0.4 (12 - 5) = 7.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c.t} = 7.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

V.10 calcul du coefficient de transfert propre Kp :**V.10 .1 coté tube**

a) section de passage par passe

$$a_t = \frac{N_t \pi (d_{int})^2}{n_t \cdot 4} \quad (\text{V.14})$$

N_t : nombre de tube

n_t : nombre de passé coté tube

d_{int} : diamètre intérieur de tube

$$a_t = \frac{486 \pi (0.0348)^2}{4 \cdot 4} = 0.115 \text{ m}^2$$

$$a_t = 0.115 \text{ m}^2$$

b) vitesse massique Gt

$$Gt = \frac{me}{at} \quad (\text{V.15})$$

$$Gt = \frac{124.13}{0.115} = 1079.4 \text{ kg / s. m}^2$$

c) caractéristique du fluid froid a la temperature calorique (Tf) [20]

$$\left\{ \begin{array}{l} C_p = 1 \text{ Kcal /kg. K} \\ \rho_e = 1000 \text{ kg / m}^3 \\ \mu_e = 1.467 \times 10^{-3} \text{ kg / m.s} \\ \lambda = 0.6 \text{ w / m.k} \end{array} \right.$$

d) Nombre de Reynolds

$$Ret = \frac{d_{int} \times Gt}{\mu_e} \quad (\text{V.16})$$

$$Ret = \frac{0.0348 \times 1079.4}{1.467 \times 10^{-3}} = 255707.648$$

e) détermination de coefficient de transfert

la valeur du coefficient de friction « f » est en fonction de nombre de Reynolds

Ret et du rapport L / D

$$Ret = 255707.648 > 2100 \implies \text{Régime turbulent}$$

$$D'après : \left\{ \begin{array}{l} L / D = 176 \\ Ret = 255707.648 \end{array} \right\} \text{ en utilisant la figure C annexe figure } \left\{ \begin{array}{l} J_H = 95 \\ f = 0.015 \end{array} \right.$$

$$J_H = \left(\frac{h_i d_{int}}{\lambda} \right) \left(\frac{C_p \mu_e}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (\text{V.17})$$

$$\frac{hi}{\phi i} = J_H \left(\frac{\lambda}{d_{int}} \right) \times \left(\frac{C_p \mu_e}{\lambda} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu} \right)^{-0.4} \quad (\text{V.18})$$

$$\frac{hi}{\phi i} = 95 \times \left(\frac{0.6}{0.0348} \right) \times \left(\frac{1 \times 4180 \times 1.467 \times 10^{-3}}{0.6} \right)^{1/3}$$

$$\frac{h_i}{\varphi_i} = 3554.242 \text{ w /m}^2.\text{k} \quad \text{avec } h_i : \text{coefficient de film interne}$$

Coefficient de film interne rapporté a la surface extérieur h_{io}

$$\frac{h_{io}}{\varphi_i} = \left(\frac{h_i}{\varphi_i} \right) \times \left(\frac{d_{int}}{d_{ext}} \right) \quad (\text{V.19})$$

$$\frac{h_{io}}{\varphi_i} = 3554.242 \times \left(\frac{0.0348}{0.0381} \right)$$

$$\frac{h_{io}}{\varphi_i} = 3246.394 \text{ w /m}^2.\text{k}$$

V.10 .2 coté calandre :

a) section de passage coté calandre

$$\text{act} = \alpha \times B \times D_c \times \left(\frac{P - \text{dext}}{P} \right) \quad (\text{V.20})$$

b) section de passage

P_a : le pas des tubes est tire du tableau en fonction de D_c et d_{int} , suivant le tableau **V.4** annexe tableau , étant donné que la disposition des tubes est triangulaire .

$$\text{act} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c}{P} (P - \text{dext}) B \quad (\text{V.21})$$

avec :

B : espacement entre chicane

$$B = \frac{l}{N_c + 1} = \frac{6096}{9} = 677 \text{ mm}$$

l : longueur

$$l = 6096 \text{ mm}$$

α : constante

$$\alpha = 1.15$$

N_c : nombre de chicanes

$$N_c = 8$$

P : le pas des tubes

$$P = 31.75 \text{ mm}$$

d_{int} : diamètre intérieur de tube

$$d_{int} = 34.8 \text{ mm}$$

d_{ext} : diamètre extérieur de tube

$$d_{ext} = 38.1 \text{ mm}$$

D_c : diamètre de calandre

$$D_c = 838 \text{ mm}$$

Et donc :

$$a_{ct} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{0.838}{31.75 \times 10^{-3}} (31.75 \times (10^{-3}) - 38.1 \times (10^{-3})) 677 \times 10^{-3}$$

$$a_{ct} = 0.131 \text{ m}^2$$

c) vitesse massique :

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}_{air}}{a_{ct}} \quad (\text{V.22})$$

$$G_{ct} = \frac{396612.437}{0.131 \times 3600} = 841 \text{ kg / s.m}^2$$

d) diamètre équivalent :

pour un pas triangulaire le diamètre équivalent est donnée par : [5]

$$De = \frac{3.464 \times P^2}{\pi \times d_{ext}} - d_{ext} \quad (\text{V.23})$$

$$De = \frac{3.464 \times (31.75 \times 10^{-3})^2}{\pi \times (38.1 \times 10^{-3})} - (38.1 \times 10^{-3})$$

$$De = 0.00891 \text{ m}$$

e) caractéristique du fluide a la température calorique t_c de fluide chaud : [20]

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{air} = 396612.437 \text{ kg / h} \\ Cp' = 0.24 \text{ kcal / kg. K} \\ \lambda' = 0.0262 \text{ w / m. k} \\ \mu = 1.8684 \times 10^{-5} \text{ kg / s.m} \end{array} \right.$$

f) Nombre de Reynolds

$$Re_{ct} = \frac{De \times G_{ct}}{\mu} \quad (\text{V.24})$$

$$Re_{ct} = \frac{0.00891 \times 841}{1.8684 \times 10^{-5}} = 401054.913$$

g) détermination du coefficient (j'_H) :

Calcul le coefficient de friction (f') :

pour régime turbulent figure F, annexe figure $\left\{ \begin{array}{l} j'_H = 130 \\ f'_{ct} = 0.12 \end{array} \right\}$

$$J'_H = \left(\frac{h_o De}{\lambda} \right) \left(\frac{Cp' \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \phi^{-1} \quad (\text{V.25})$$

$$\frac{h_o}{\phi c} = J'_H \left(\frac{\lambda'}{De} \right) \times \left(\frac{Cp' \mu}{\lambda'} \right)^{1/3} \quad (\text{V.26})$$

$$\frac{h_o}{\phi c} = 130 \times \left(\frac{0.0262}{0.00891} \right) \times \left(\frac{0.24 \times 4180 \times 1.868 \times 10^{-5}}{0.0262} \right)^{1/3}$$

$$\frac{h_o}{\phi c} = 341.903 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k}$$

e) Calcul de la température de tube T_t

La température de tube donnée par la formule suivant :

$$T_t = T_c - \frac{\frac{h_{io}}{\phi t}}{\frac{h_o}{\phi t} + \frac{h_{io}}{\phi t}} (T_c - T_{ct}) \quad (\text{V.27})$$

Avec :

T_c : température calorique coté calandre

T_{ct} : température calorique coté tube

$$\left\{ \begin{array}{l} T_c = 28.2 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{ct} = 7.8 \text{ }^\circ\text{C} \\ \frac{h_{io}}{\phi t} = 1506.620 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k} \\ \frac{h_o}{\phi c} = 341.903 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k} \end{array} \right.$$

$$T_t = 28.2 - \left(\frac{3246.394}{341.903 + 3246.394} \right) \times (28.2 - 7.8)$$

$$T_t = 21.414 \text{ }^\circ\text{C}$$

f) Détermination de la viscosité du fluide chaud a la température de tube $T_t = 21.414 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Est } \mu_t = 1.82 \times 10^{-5} \text{ kg / m.s}$$

Estimation de facteur de correction coté calandre

$$\varphi_c = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad (\text{V.28})$$

$$\varphi_c = \left(\frac{1.868 \times 10^{-5}}{1.82 \times 10^{-5}}\right)^{0.14}$$

$$\varphi_c = 1.001$$

g) Détermination de la viscosité du fluide froid a la température de tube $T_t = 21.414 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Est } \mu_t = .985 \times 10^{-3} \text{ kg / m.s}$$

Estimation de facteur de correction coté tube

$$\varphi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

$$\varphi_t = \left(\frac{1.467 \cdot 10^{-3}}{0.985 \cdot 10^{-3}}\right)^{0.14}$$

$$\varphi_t = 1.057$$

D'après

$$(\text{V.28}) \implies \frac{h_o}{\varphi_c} = 341.903 \implies h_o = \varphi_c \times 341.903$$

$$h_o = 1.001 \times 341.903$$

$$h_o = 344.296 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k}$$

ainsi :

$$(\text{V.19}) \implies \frac{h_{io}}{\varphi_t} = 3246.394 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k} \implies h_{io} = \varphi_t \times 3246.394$$

$$h_{io} = 1.057 \times 3246.394$$

$$h_{io} = 3431.438 \text{ w / m}^2 \cdot \text{k}$$

Coefficient de transfert propre :

$$K_p = \frac{h_o \times h_{io}}{h_o + h_{io}} \quad (\text{V.29})$$

$$K_p = \frac{344.296 \times 3431.438}{344.296 + 3431.438}$$

$$K_p = 312.900 \text{ w / m}^2 \cdot \text{K}$$

V.11 vérification de la résistance d'encrassement :

$$R_s = \frac{K_p - K_s}{K_p K_s} \quad (\text{V.30})$$

$$R_s = \frac{312.900 - 271.604}{312.900 \times 271.604} = 4.723 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{w}$$

V. 12 Perte de charge :

a) coté tube

Coefficient de friction $F = 0.015$; figure C annexe figure

$$\Delta P_t = \frac{n_c n_t G_t^2}{\rho \times 1.271 \times 10^{15}} \left[\frac{F l}{d_{int} \times \varphi_t} + 2 \right] \quad [5] \quad (\text{V.31})$$

n_c : nombre de passe coté calandre	$n_c = 2$
n_t : nombre de passe coté tube par calandre	$n_t = 2$
G_t : vitesse massique	$G_t = 1079.4 \text{ kg} / \text{s.m}^2$
ρ : masse volumique	$\rho = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$
d_{int} : diamètre intérieur	$d_{int} = 0.0348 \text{ m}$
l : longueur de tube	$l = 6.096 \text{ m}$

$$\Delta P_t = \frac{2 \times 2 \times (1079.4)^2}{1000 \times 1.271 \times 10^{15}} \left[\frac{0.015 \times 6.096}{0.0348 \times 1.057} + 2 \right]$$

$\Delta P_t = 1.645 \times 10^{-11} \text{ bar}$

b) Coté calandre

$$\Delta P_c = \frac{n_c f' G_t^2 (N_c + 1) D_c}{\rho \times 1.271 \times 10^{15} D_e \varphi_c} \quad (\text{V.32})$$

D_e : diamètre équivalent	$D_e = 0.00891 \text{ m}$
D_c =diamètre de la calandre	$D_c = 0.838 \text{ m}$
N_c : nombre de chicane	$N_c = 8$

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0.12 \times (841)^2 \times 9 \times 0.838}{1.29 \times 1.271 \times 10^{15} \times 0.00891 \times 1.001}$$

$$\Delta P_c = 8.702 \times 10^{-8} \text{ bar}$$

V.13 Procédé de récupération de chaleur :

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.

Grâce à cette récupération, la température de l'air à l'entrée de la chambre de la combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, l'augmentation du rendement de la turbine à gaz.

Les récupérateurs sont habituellement constitués d'un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule l'air tandis que les gaz d'échappements circulent à l'intérieur des tubes, les courants des deux fluides sont généralement opposés.

Le principe de fonctionnement d'un récupérateur de chaleur est illustré dans la figure ci-dessous :

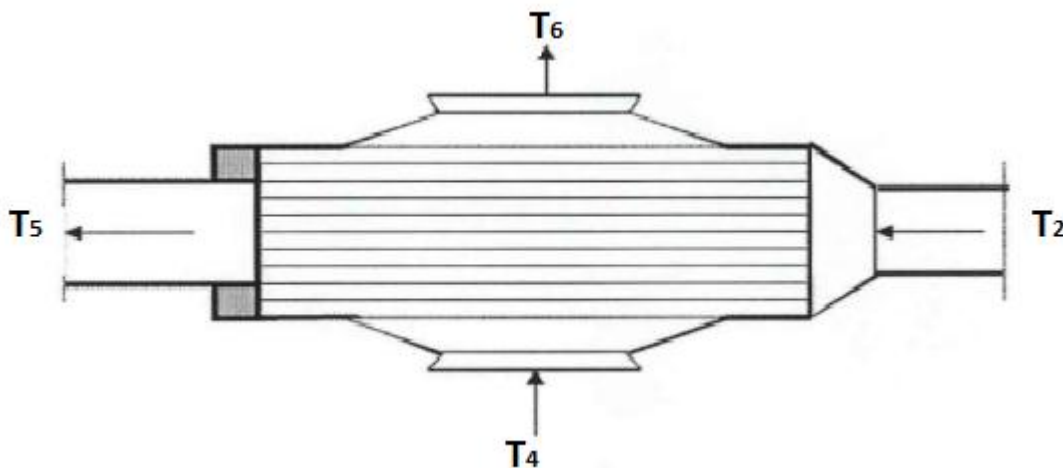


Figure [V- 4] récupérateur de chaleur a contre courant

Avec:

T 2 : température de l'air à l'entrée du récupérateur ;

T 5 : température de l'air à la sortie du récupérateur ;

T 4 : température des gaz à l'entrée du récupérateur ;

T6 : température des gaz à la sortie du récupérateur.

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

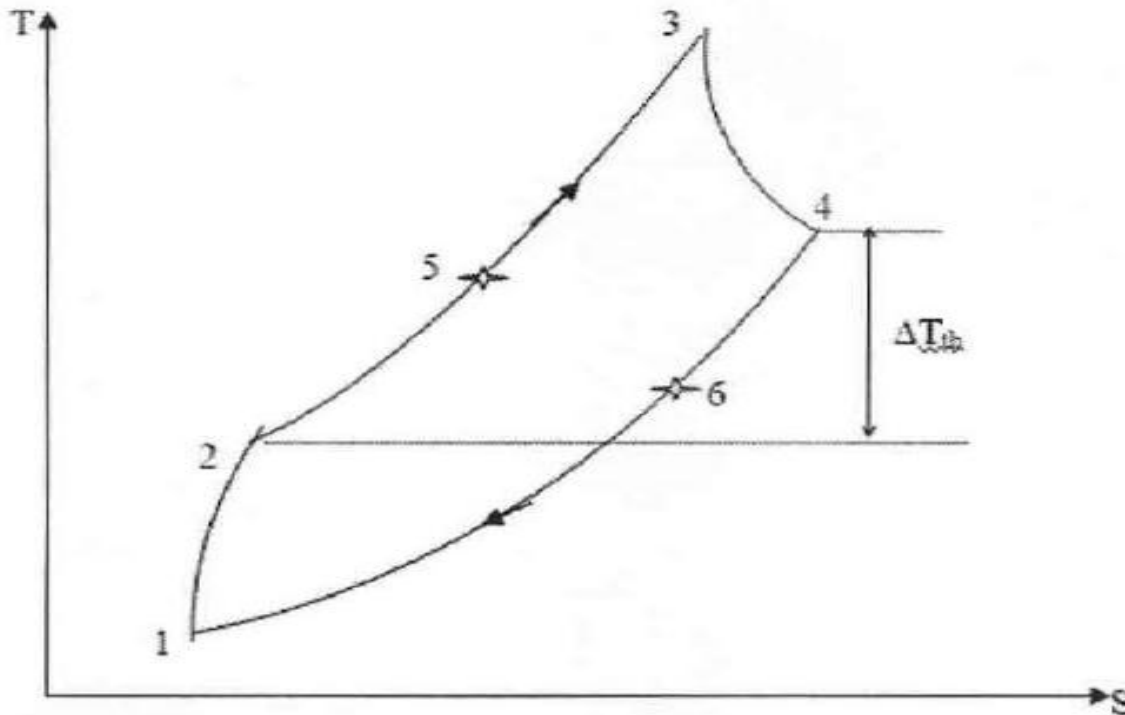


Figure [V-5] Diagramme du cycle de récupération d'une turbine à gaz

- 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.

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

Dans 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 du 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 0,7 et 0,85. [1]

$$r' = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = 0,8$$

$$r' = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \implies T_5 = r' (T_4 - T_2) + T_2$$

$$T_5 = 0.8 (453 - 283) + 283$$

$$T_5 = 419 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_5 = 692 \text{ K}$$

$$\text{On a : } Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_5) Q_{\text{air}}]}{((\text{PCI} + h_C) \eta_{\text{CC}}) - H_4}$$

$$H_5 = C_{P_{\text{air}}} T_{5r} \times T_{5r} = 0.256 \times 419$$

$$H_5 = 107.365 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{\text{CAR}} = 4743.654 \text{ Kg/h}$$

VI - 1 - quantité du combustible gagné par la récupération :

$$Q_{\text{CG}} = Q_{\text{CSR}} - Q_{\text{CAR}} = 6765.105 - 4743.654$$

$$Q_{\text{CG}} = 2021.451 \text{ Kg / h}$$

Ce qui représente une économie de 29.88% par rapport au débit initiale.

V.14 Calcul de la quantité de chaleur récupérée :

On a:

$$Q_{\text{recup}} = \dot{Q}_{\text{air}} \times C_{p_{\text{moy}}(T_5, T_2)} \times (T_5 - T_2)$$

$$Q_{\text{recup}} = 431459.22 \times 0.247 \times (419 - 283) \times (4.18/3600)$$

$$Q_{\text{recup}} = 16855.907 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{recup}} = Q_{\text{cédée}} = \dot{m}_{\text{GE}} \times C_{p_{\text{moy}}(T_6, T_4)} \times (T_6 - T_4)$$

$$\dot{m}_{\text{GE}} = \dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{C}} = 431459.22 + 4743.654$$

$$\dot{m}_{\text{GE}} = 436202.874 \text{ kg / h}$$

$$\text{On aussi : } C_{p_{\text{moy}}(T_6, T_4)} = 0.246 \text{ Kcal / Kg.}^\circ\text{C} \longrightarrow C_{p_{\text{moy}}(T_6, T_4)} = 1.022 \text{ Kj / kg.}^\circ\text{C}$$

$$\text{Donc : } T_6 = T_4 - \frac{Q_{\text{recup}}}{\dot{m}_{\text{GE}} \times C_{p_{\text{moy}}}(T_6, T_4)}$$

$$T_6 = 317.712 \text{ } ^\circ\text{C} \longrightarrow T_6 = 590.712 \text{ K}$$

$$Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_c) - H_6 Q_{\text{air}}$$

Avec $H_3 = 190.965 \text{ Kcal / Kg}$

$$Q_1 = 50\,382\,552.33 \text{ Kcal / h}$$

$H_6 = C_{p_{T_6}} * T_6 = 0.240 * 317.712 \text{ Kcal / Kg}$ et $H_1 = 3.615 \text{ Kcal / Kg}$

$$Q_2 = 31715138.76 \text{ Kcal / h}$$

$$\text{Donc : } \eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 0.3705$$

$$\eta_T = 37.05 \%$$

Remarque:

Si on envisage comme solution une récupération d'une partie de la chaleur des gaz d'échappement pour améliorer le rendement thermique par rapport à celui du constructeur, sans passer par le refroidissement de l'air ambiant, et en procédant de la même manière on obtient un rendement global de la turbine de l'ordre de : $\eta_T = 32 \%$

Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les solutions adoptées afin de pouvoir améliorer les performances de la turbine à gaz. Nous avons constaté que le refroidissement de l'air à l'entrée compresseur axial augmente le rendement global et le même effet a été remarqué en adoptant la solution de la récupération de la chaleur perdue pour chauffer l'air à la sortie du compresseur, mais le meilleur rendement est obtenu en combinant les deux solutions en même temps.

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 MS5002C, ce qui nous a permis de consolider notre support théorique en la matière.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C 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 de compression, 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.

Une solution combinée a été adoptée en refroidissant l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial et ce en utilisant un refroidisseur à absorption avec une solution d'ammoniac vaporisée par la chaleur des gaz d'échappement. Le deuxième volet de la solution consiste à récupérer une partie de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement ayant achevé le cycle thermodynamique afin de chauffer l'air entrant dans la chambre de combustion.

Nous avons constaté que le fait de ramener la température ambiante d'une valeur de 48°C à une valeur de 15°C permet un gain sur le rendement de 8 % et 21 % sur la puissance utile générée. La solution combinée, en adoptant conjointement le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur et le chauffage de l'air à l'entrée chambre de combustion, permet d'améliorer considérablement les performances de la turbine à gaz en atteignant un rendement thermique de l'ordre de 36 %, Contre 27,73 % en adoptant uniquement la solution du refroidissement de l'air à l'entrée compresseur axial et 32 %, en adoptant uniquement la solution du chauffage de l'air à l'entrée chambre de combustion.

Le présent travail établit des perspectives de développement en essayant de combiner d'autre forme de solutions à celles présentées, notamment l'injection de vapeur dans la chambre de combustion.

LISTE DES FIGURES

- Figure (I-1) Position géographique du champ de Hassi R'mel.
- Figure (I-2) Composition du parc exploitation.
- Figure (I-3) Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel.
- Figure (II-1) Fonctionnement d'une turbine à gaz.
- Figure (II-2) Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre.
- Figure (II-3) Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres.
- Figure (II -4) Compresseur centrifuge.
- Figure (III-1) Présentation de la turbine MS 5002C.
- Figure (III -2) Séquence typique de lancement automatique de la turbine à gaz.
- Figure (III-3) différentes parties de la turbine MS 5002C.
- Figure (III -4) Système d'aspiration de la turbine à gaz MS5002C.
- Figure (III -5) positions des paliers.
- Figure (III -6) le compresseur axial.
- Figure (III - 7) Rotor du compresseur axial.
- Figure (III - 8) stator du compresseur.
- Figure (III-9) chambre de combustion.
- Figure (III-10) Enveloppe de la chambre de combustion.
- Figure (III -11) Les douze chambres de combustion.
- Figure (III-12) Bougie d'allumage
- Figure (III -13) Détecteurs de flamme.
- Figure (III-14) Directrice du deuxième étage.
- Figure (III -15) Roue HP.

- Figure (III-16) Roue BP.
- Figure (III -17) Le diaphragme de la turbine.
- Figure (III.18) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.
- Figure (III-19) influence de l'altitude sur la turbine.
- Figure (III-20) Influence de l'humidité sur les performances de la turbine.
- Figure (III-21) variation du débit consommé, et le débit de CO₂ émis en fonction du PCI .
- Figure (III -22) Influence d'extraction d'air sur les performances de la turbine.
- Figure (IV-1) turbine à gaz MS 5002C.
- Figure (IV-2) Cycles théorique et réel du fonctionnement d'une turbine à gaz.
- Figure (IV-3) compresseur centrifuge.
- Figure (IV- 4) compresseur axial.
- Figure (V-1) Schéma d'une turbine à gaz MS 5002C avec amélioration.
- Figure (V-3) Distribution des températures en contre courant.
- Figure (V- 4) récupérateur de chaleur a contre courant
- Figure (V-5) Diagramme du cycle de récupération d'une turbine à gaz.

LISTE DES TABLEAUX

Tableau (III-1) Caractéristiques de la turbine MS 5002C

Tableau (III -2) les paliers.

Tableau (III -3) influence de pertes de charge l'admission et de l'échappement.

Tableau (IV-1) Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C.

Tableau (IV-2) les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C.

Tableau (IV-3) Compositions et caractéristiques du gaz combustible.

Tableau (IV-4) Paramètres de marche du compresseur centrifuge.

Tableau (IV-5) Paramètres de marche de la turbine.

Tableau (IV-6) Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d'1kg de combustible.

Tableau (IV-7) Le débit d'air en fonction de la température ambiante.

Tableau (IV-8) Quantités de CO₂ et H₂O émises par les gaz d'échappement.

Tableau (IV-9) Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement.

Tableau (IV-10) résultats des calculs pour les données du constructeur.

Tableau (IV-11) résultats des calculs.

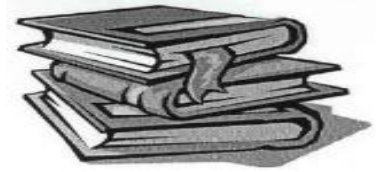
Tableau (IV-12) Comparaison entre les deux cas de fonctionnement.

Notations et symboles

Symboles	Unités	Signification
Cp	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à pression constants
Cv	Kcal / kg °c	Capacités thermiques massiques à volume constants
Dc	cm	diamètre de la calandre
De	mm	diamètre équivalent
d _{int}	mm	diamètre intérieur des tubes
d _{ext}	mm	diamètre extérieur des tubes
E	Kg d'air / l kg comb	Excès d'air
e	mm	Epaisseur des tubes
F	-	Facteur de correction
H	Kcal / kg	enthalpie spécifique
h _c	Kcal / kg	enthalpie spécifique carburant
n _t	-	nombre de passe coté tube par calandre
P	atm	pression atmosphérique
P _n	bar	Pression entre étage
K	W / m ² . K	coefficient de transfert de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	kg / k mol	Masse molaire
ṁ	kg / S	Débit massique
ṁ _{C G}	kg / h	Débit massique gagné
ṁ _{CAR}	kg / h	Débit massique avec récupération
ṁ _{CSR}	kg / h	Débit massique sans récupération
n _c	-	Nombre de passe coté calandre
N _t	-	Nombre des tubes

P_t	kw	Puissance totale
P_a	-	Le pas entre les tubes
PCI	Kcal / Kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
Q_1	Kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
\dot{Q}	kw	Flux de chaleur
R_e	-	Nombre de Reynolds
r	Kcal / kg . k	Constante des gaz
S	m^2	Surface d'échange globale
T	K	Température
T_1	$^{\circ}C$	Température entrée du fluide chaud
T_2	$^{\circ}C$	Température sortie du fluide chaud
t_1	$^{\circ}C$	Température entrée du fluide froid
t_2	$^{\circ}C$	Température sortie du fluide froid
G	Kg / S. m^2	Vitesse massique
η	%	Rendement
λ	w / m.k	Conductivité thermique
ρ	Kg / m^3	Masse volumique
δ	-	Constante
α	-	Constante
ε	-	Taux de compression
w	Kcal / kg	Travail spécifique
r'	-	Degré de récupération
a_t	m^2	Surface d'échange d'un seul tube

BIBLIOGRAPHIE



- [1] Max Giraud et Joël silet, turbines à gaz aéronautiques et terrestres, technique de l'ingénieur.
- [2] Sonatrach SRGA2, Manuel de formation pour la conduite et l'entretien, turbine à gaz MS5002C, NUOVO PIGNONE.
- [3] A.Boulainine et S.Mekhaba, Exploitation des turbines à gaz, 2007.
- [4] General Electric.GAZ turbine principes volume (1), GE International Sale et service, scheneetady,New York (1988)
- [5] Pierre Whittier, Raffinage et gène chimique, Edition technique paris 1965, pages 1047 à1100
- [6] Documentation SONATRACH: fichier intérieur .
- [7] Jan Strömberg and Per-uke Franck, Gas turbines in industrial CHP applications, Assessment of economics, Heat Recovery Systems & CHP Vol. 14 .
- [8] Abdallah BOUAM, Slimane AISSANI & Rabeh KADI, Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles, Colloque international sur les Energies Renouvelables (CER) organisé du 4 Mai au 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [9] Potter, Power plant theory and design, 2nd edition of steam power plant john Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto, 1976.
- [10] Horlock, Advanced gas turbine cycles, Pergamon Press, Oxford edition, 2003.
- [11] Technique de l'ingénieur machines hydrauliques et thermiques:
Environnement : BL2-B4425, turbomachines : BL3-B4400, B4410, BM 4800.
- [12] Nouvo pignone, Manuel d'instruction, de fonctionnement et d'entretien (MS5002C), volume1,
- [13] G . Danieus , Energétique et turbomachines (691/ IGM)
- [14] Royce N . Broun , Compressors (selection et sizing)
- [15] UNGIK LEE , applied Hydrocarbon Thermodynamics volume 1
- [16] carl. Yaurs thermodynamic and physical propriety data volume
- [17] Meherwan P. Boyce ,Gaz turbine Engineering Hand book
- [18] archive relever service Exploitation

[19] NUOVO PIGNONE, Guide pratique des turbines a gaz Italie MS5002C (document de constructeur)

[20] air – www.wikipédia.com

[21] eau - www.wikipédia.com

[22] propane - www.wikipédia.com

Web site :

[www. Wikipédia.com](http://www.Wikipédia.com)

Résumé :

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales de production du pétrole. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration des cycles de cette machine s'avèrent nécessaires. A cet effet, différentes techniques (refroidissement, régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des cycles de turbine à gaz. Le cycle de turbine à gaz refroidissement de l'air avant de compresseur axial et récupération des gaz d'échappement, consiste d'un refroidisseur de l'air par l'eau et échauffement de l'air à l'amont de chambre de combustion du cycle. L'objectif principal de ce travail, consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes dans le sud d'Algérie, par refroidissement de l'air avant compresseur axial et récupération des gaz des échappements. La méthode suggérée a été étudiée, analysée et comparée à un cycle simple. Cependant, le rendement demeure constant quand la température de l'air ambiant devient supérieure à celle de référence allant à 48°C.

Abstract:

In the past three decades, industrial gas turbines have gained more importance on the power generation systems, such as the petroleum and gas power plant. Although the advantages of such equipment, high sensitivity to the influence of the ambient air temperature, which varies greatly between day and night, summer and winter, which the thermal efficiency of these machines is affected the improvement of these cycles are required. For this purpose different methods (regeneration, intermediate cooling, preheating and injection of steam water) were used to improve performance cycle gas turbine.

The cycle of gas turbine cooling of the air before axial compressor and recovery of exhaust fumes, consists of a cooler of the air by water and heating of the air has the upstream of combustion chamber of the cycle. The main objective of this work consists of the improvement of the outstanding features of the gas turbine used under conditions of hard temperatures in the south of Algeria, by cooling of the air before axial compressor and recovery of gases of the exhaust. The suggested method has been studied, analyzed and compared to a simple cycle. Efficiency, however, is held constant when the ambient temperature increases from ISO conditions to 48C.

خلاصة :

دور توربينات الغاز, في إنتاج الكهرباء, و النفط و الغاز اتخذ بعدا خاصا في السنوات الأخيرة على الرغم من مزايا هذه المعدات, إن ارتفاع حساسيتها لتأثير درجة حرارة الهواء المحيط الذي بدوره يختلف اختلافا كبيرا بين نهار و الليل, الصيف و الشتاء هذا يؤدي إلى نقصان في مرونية و لاستطاعة المنتجة من طرف هذه الآلة, إن تحسين دورات هذه الآلات أصبح ضروري, لهذا الغرض أساليب مختلفة (التبريد, التجديد التبريد الواسطي, التسخين المسبق, و حقن بخار الماء) تستخدم لتحسين أداء دورة توربينات الغاز. الدورة الأساسية لتوربينات الغاز التي تستعمل تبريد, يتمثل في تبريد الهواء قبل الضاغط و تسخين الهواء بعد خروجه من الضاغط حيث الضغط, الاحتراق و الاسترخاء. و بعد معرفة خصائص و معايير التشغيل للتر بينة. يعاد حساب الخصائص الأساسية لتركيبة التبريد و ذلك بتبريد الهواء قبل الضاغط و تسخينه قبل غرفة الاحتراق تحسن الأداء و الخصائص الرئيسية للتوربينات الغازية مقارنة بالتوربينات الغير المعدلة .

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

Tableau (V.1) : caractéristique des tubes d'échangeur

DIAM. EXT. DU TUBE (in)	NATURE DU TUBE	ÉPAISSEUR BWG	ÉTAT DU FLUIDE	PAS UTILISÉ (1)
3/4''	Acier	14	propre	triangulaire P = 15/16''
	Non ferreux ou allié	16	sale	carré P = 1''
1''	Acier	12	propre	triangulaire P = 1'' 1/4
	Non ferreux ou allié	14	sale	carré P = 1'' 1/4

Tableau (V.2) : extraire le pas d'après le diamètre extérieur

D _c calandre		Tubes : 3/4" P = 15/16"				Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"			
		nombre de passes : n _t				nombre de passes : n _t				nombre de passes : n _t			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672

Tableau (V.3) : disposition des tubes en triangle

	PAS NORMAL CARRÉ OU TRIANGULAIRE (fig. V.1.4a et c)	PAS TRIANGULAIRE RENVERSÉ (fig. V.1.4b)	PAS CARRÉ RENVERSÉ (fig. V.1.4d)
Espacement entre tubes perpendiculairement au courant	P	$P\sqrt{3}$	$P\sqrt{2}$
Distance minimale de passage	$P - d_o$	$2(P - d_o)$	$2(P - d_o)$
Aire de passage : $a_{cT} = \alpha B D_c \frac{P - d_o}{P}$	$\frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\sqrt{2} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$

Tableau (V.4) : détermination de la formule de section de passage

ordres de grandeur du coefficient global K de divers types d'échangeurs

Type d'échangeur	Coefficient global de transfert ($W m^{-2} ^\circ C^{-1}$)	
	Echangeur verre	Echangeur métallique
<u>Liquide-liquide</u>		
Eau – eau	700 – 700	850 – 1750
Eau – huile	100 – 400	100 – 450
Eau – solvant organique	300 - 700	300 - 850
<u>Liquide-gaz</u>	30 - 300	30 - 300
<u>Condenseur</u>		
Eau – eau	700 – 1000	1150 – 4000
Eau – solvant organique	450 - 700	600 – 1150

Tableau (V.5) : ordres de grandeur du coefficient globale de chaleur

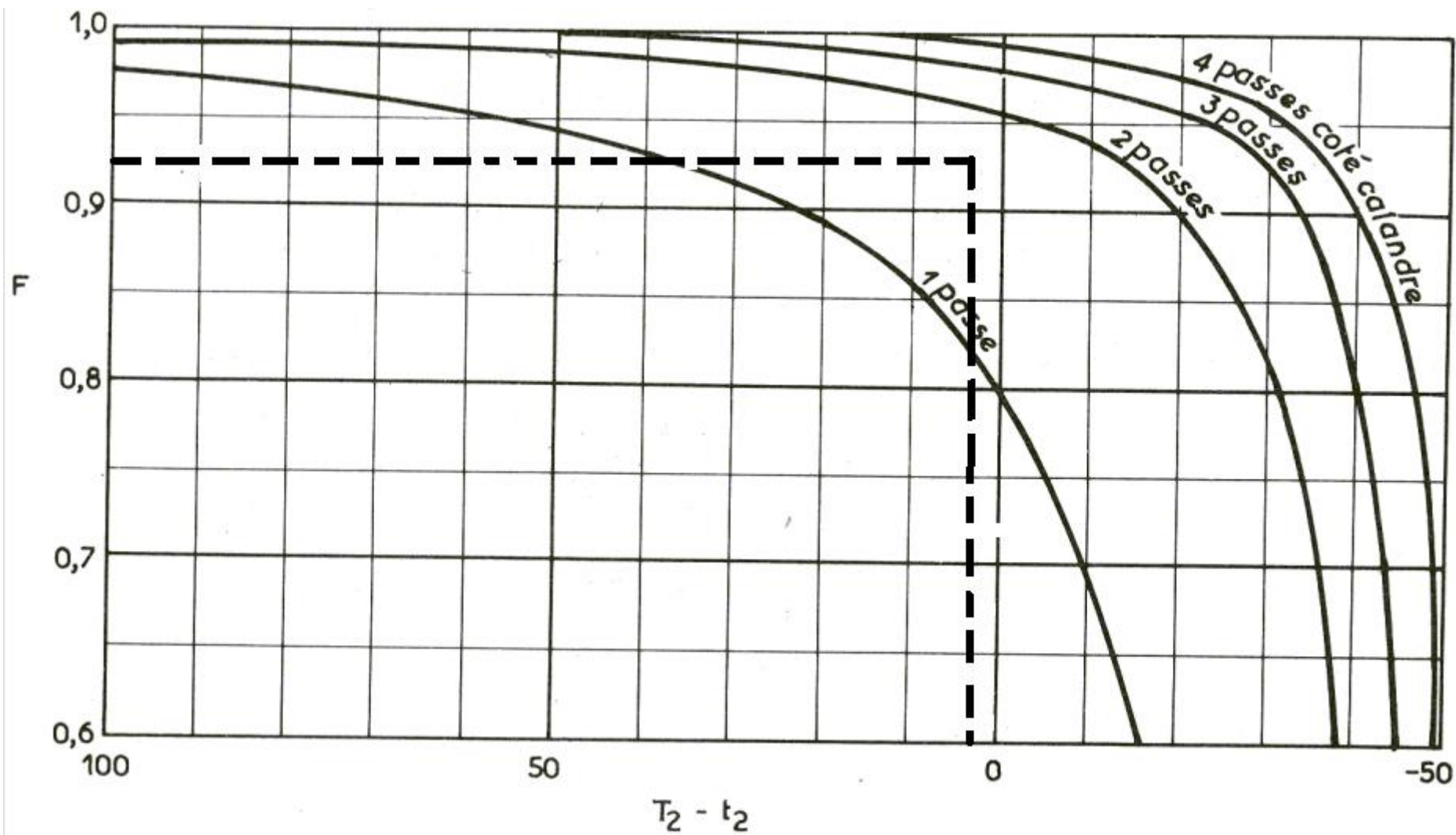


Figure A : comparaison de la valeur de F en fonction de $T_2 - t_2$ et nombre de passe coté calandre

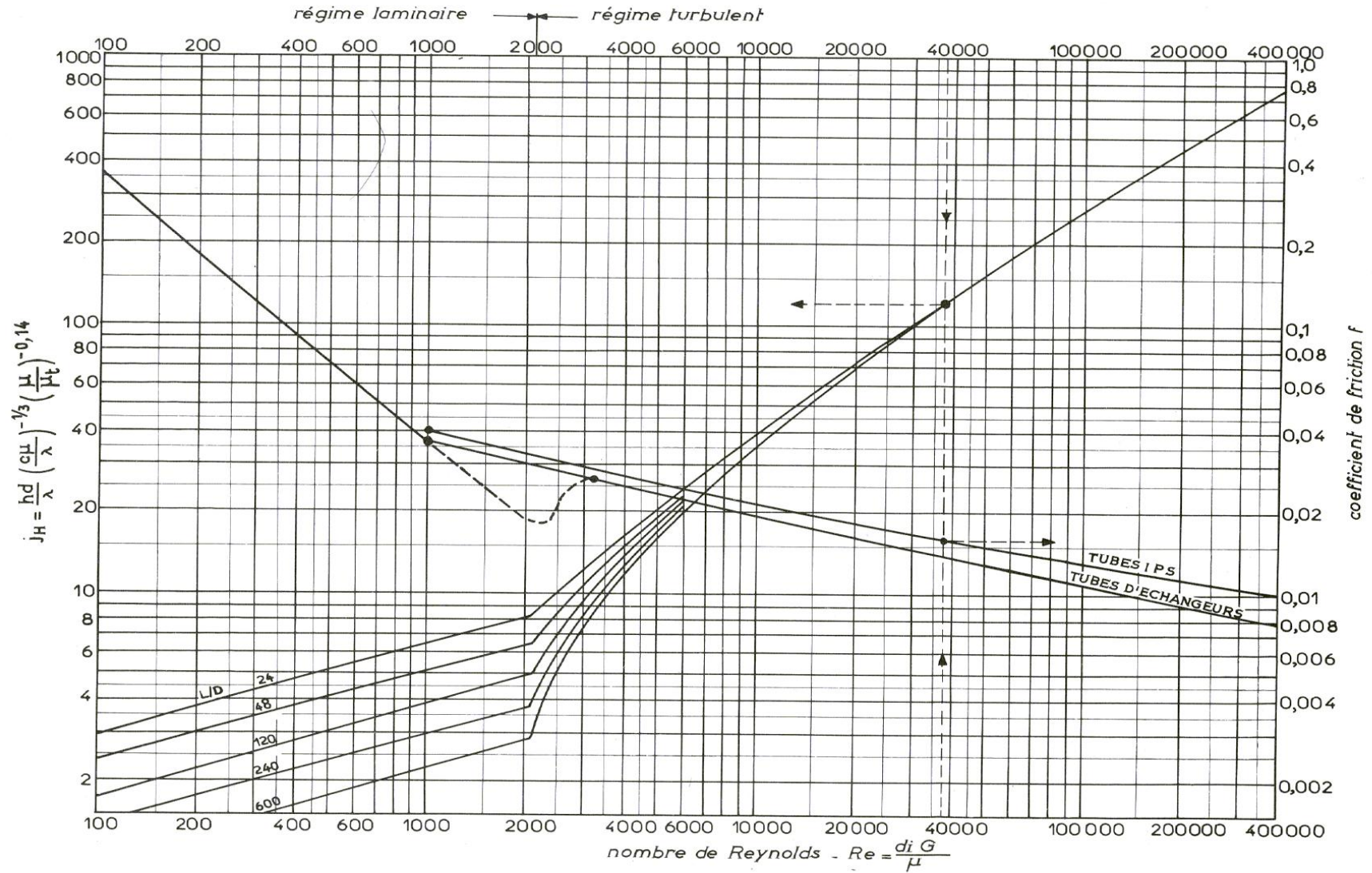


Figure C : coefficient de transfert et de friction de Reynolds à l'intérieur du tube

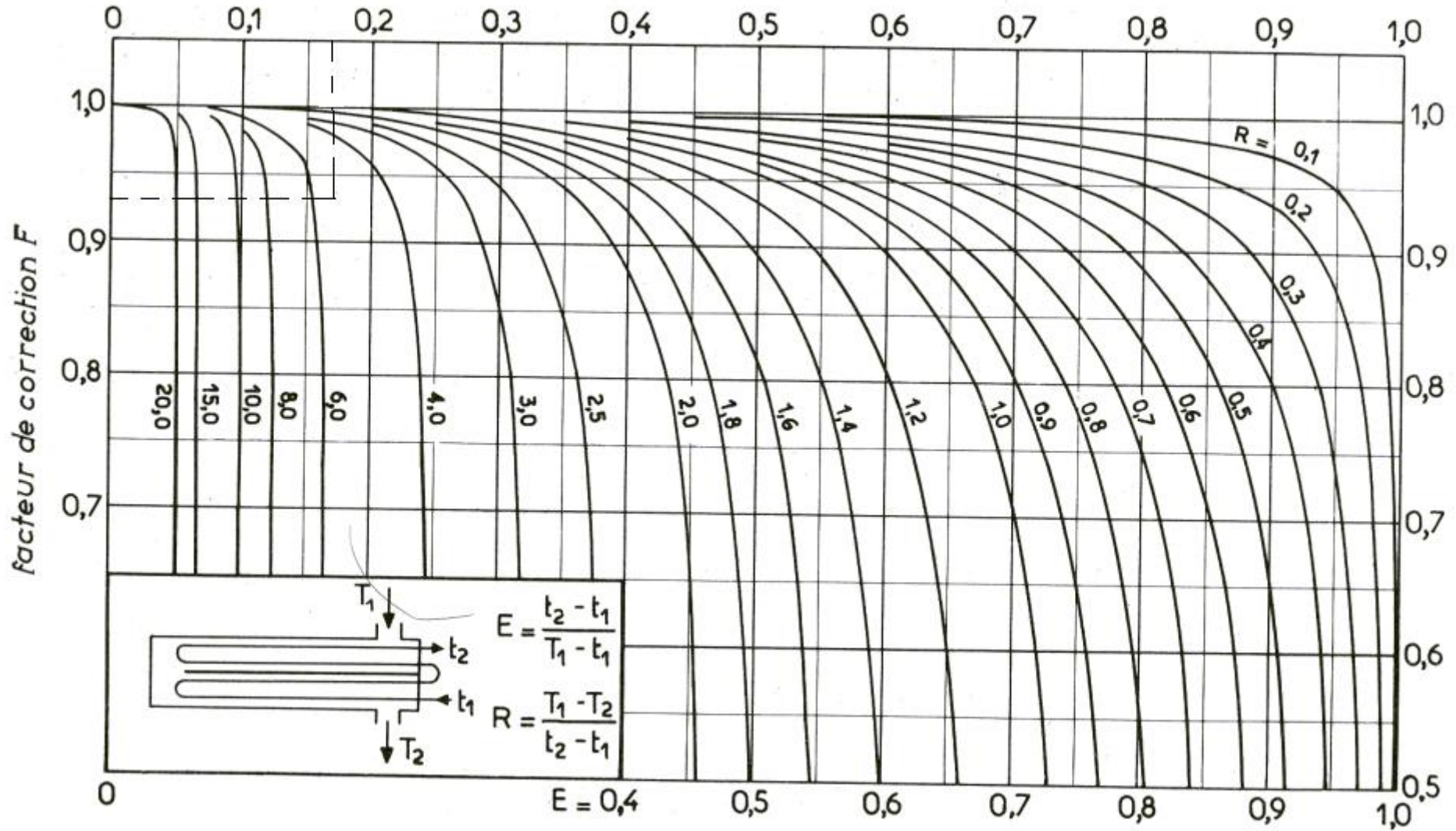


Figure B : deux passe coté calandre , quatre passe coté tubes

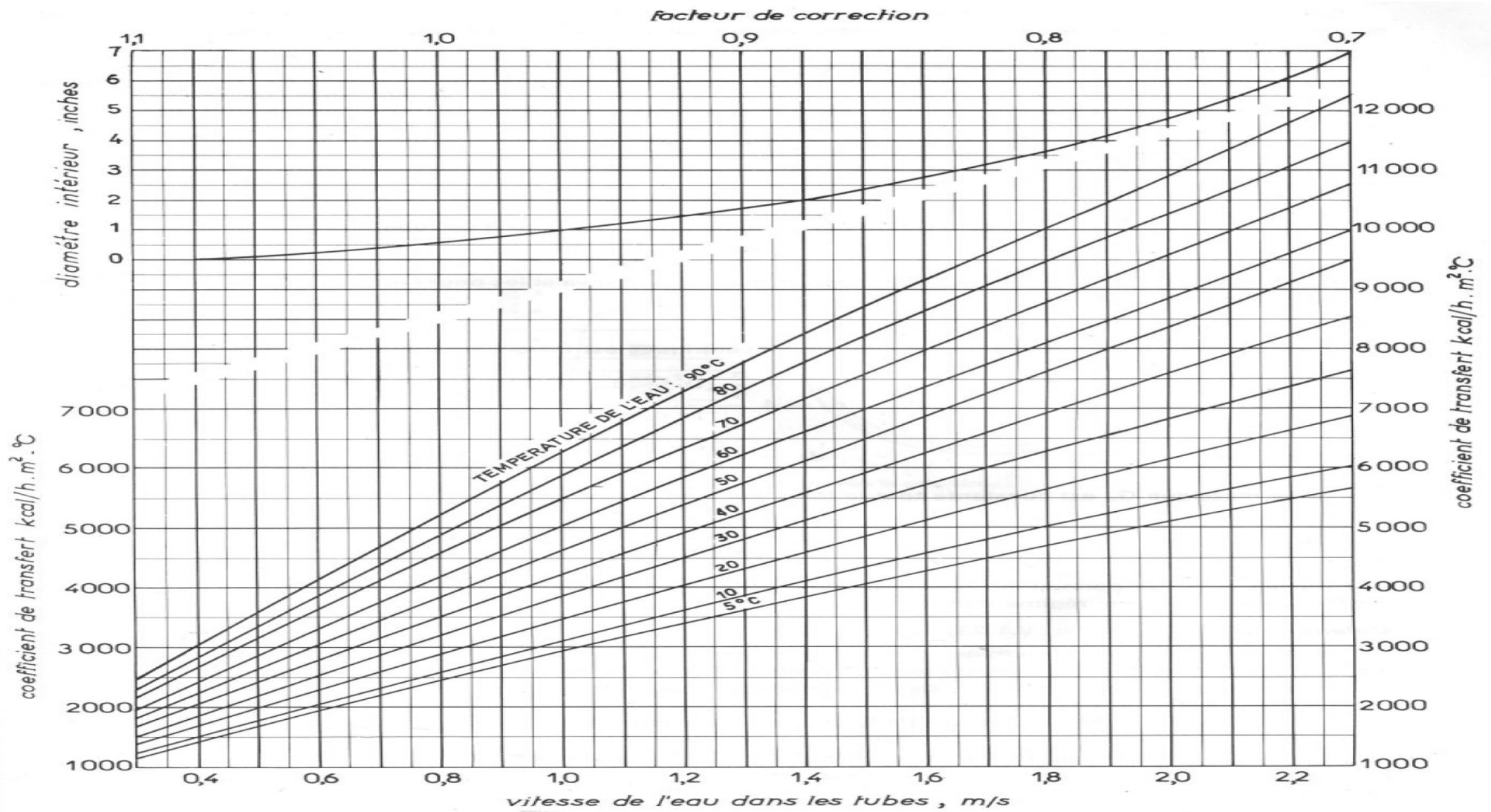


Figure D : détermination de diamètre du tube en fonction facteur de correction

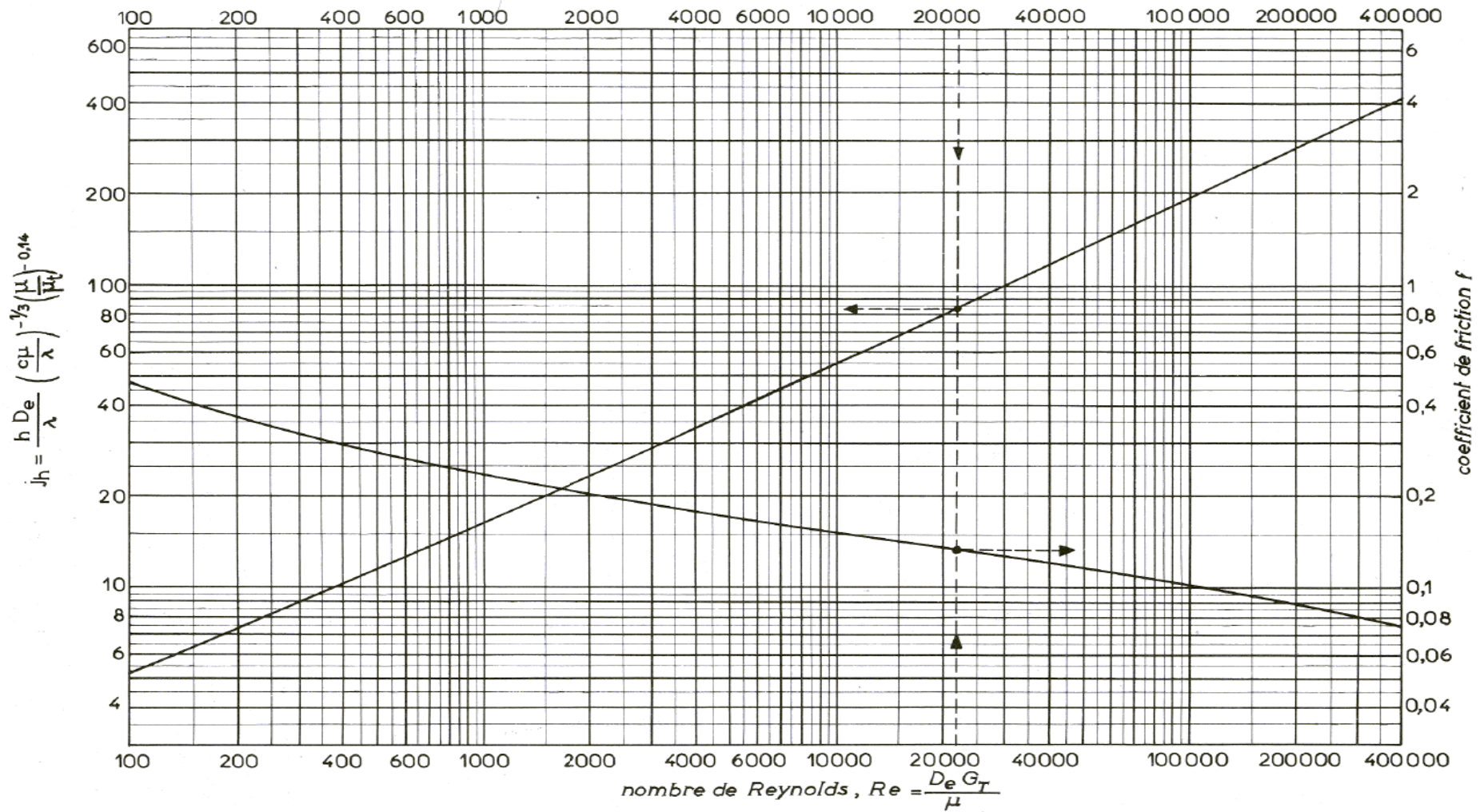


Figure F : coefficient de transfert et de friction en fonction de Reynolds à l'extérieur du tubes

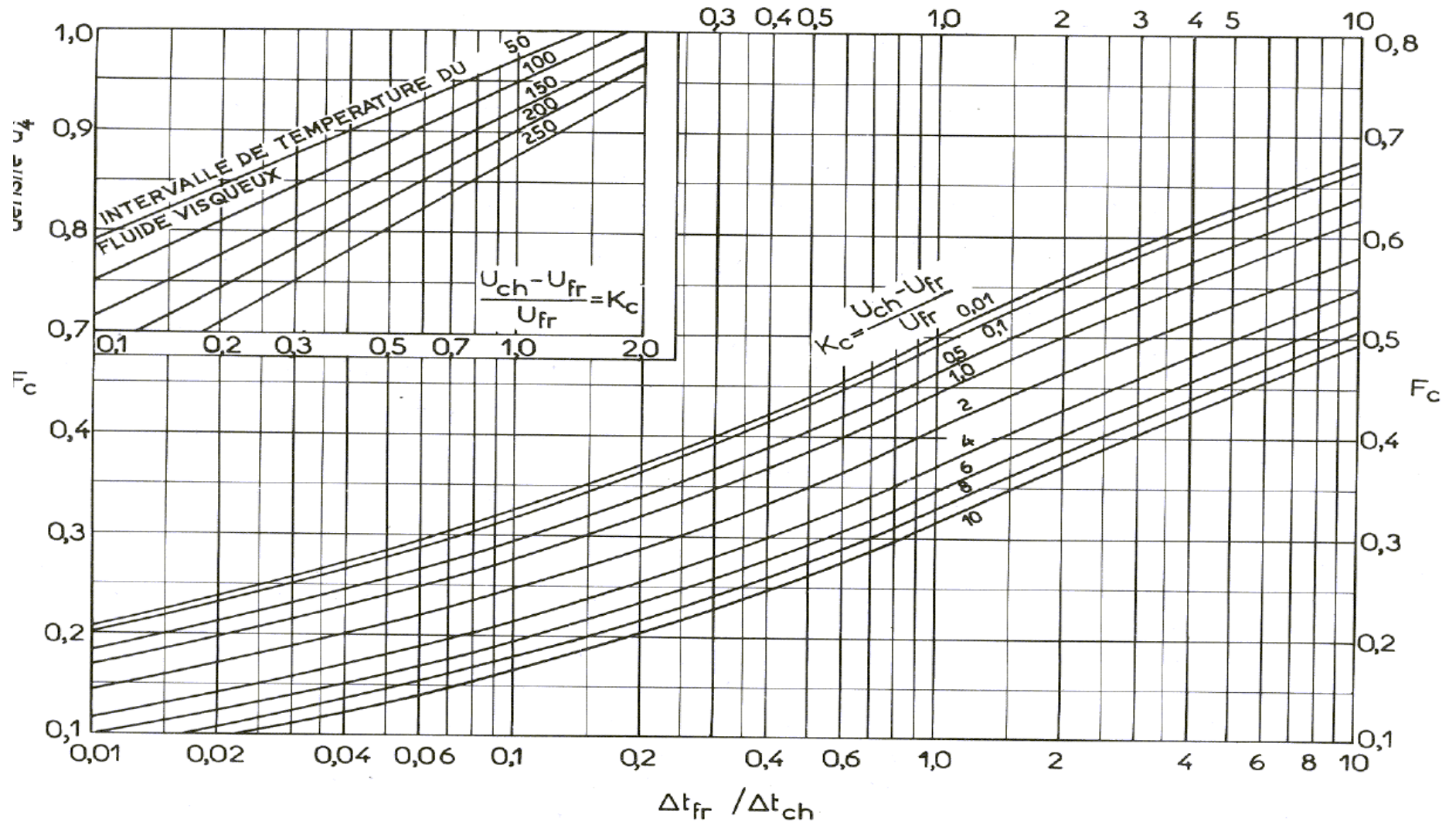


Figure E : détermination des températures calorique

ANNEXE FIGURES

ANNEXE TABLEUX