

Sommaire	
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Description de la région de Rhourde Nous	
Introduction	4
I.-Description du site de Rhourde Nous	4
I-1-Situation géographique	4
I-2-Situation météorologique	4
I-3-Historique	5
I-4-Aspect structural	6
I-5-Géologie et Ingénierie	7
II-Description du complexe de Rhourde Nous	7
II-1-Organigramme de la région de Rhourde Nous	7
II-2-Usines du complexe de Rhourde Nous	9
II-2-1-Complexe de traitement de gaz	9
II-2-2-Central électrique	9
II-2-3-Centre processing and facility (CPF)	9
II-2-4-Centre de Séparation et de Compression (CSC)	10
III-Division maintenance	10
III-1-Organigramme de la division maintenance	11
III-2-Service de la division maintenance	11
III-3-But de la division maintenance	11
IV-Emplacement des puits	12
IV-1-Puits de collecte de la phase (A) et (B)	12
IV-2-Puits de l'usine CSC	12
V-Présentation générale du CSC	13
V-1-Unités composant le centre de séparation et de compression	14
V-2-Système 20 et réseau de collecte - UNITE 500	15
V-3-Séparation	15
V-4-Objectif du CSC	17
Conclusion	18
Chapitre 2 : Description des turbines	
Introduction	20
I-Définition	20
II-Diffèrent type de turbine	20
II-1-Turbine à gaz	20
II-1-1-Eléments d'une turbine à gaz	21
II-1-2-Avantages et inconvénients	21
II-1-3-Cycle de turbine à gaz	22
II-2-Différents types de turbines à gaz	24
II-2-1-Turbine mono-arbre	24
II-2-2-Turbine bi-arbre	25
III-Turbine à Vapeur	26
III-1-Avantages et inconvénients	26
III-2-Cycle de turbine à vapeur	27
III-3-Différents types de turbines à vapeur	28
IV-Turbine à hydraulique	29
IV-1-Différents types de turbines hydrauliques	29
V-Description de la turbine à gaz MAN	31
V-1-Caractéristiques de la turbine à gaz MAN	31
V-2-Principe de fonctionnement	32

V-3-Principaux composants d'une turbine à gaz MAN	33
Conclusion	40
Chapitre 3 : Etude thermodynamique de la turbine à gaz MAN THM 1304	
Introduction	42
I-Caractéristiques de la turbine MAN THM 1304	42
II-Données du problème	42
II-1-Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine P_t	43
II-2-Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial	45
II-3-Calcul de débit du combustible (m_c)	46
II-4-Calcul de débit d'air stœchiométrique	49
II-5-Recalcule de l'enthalpie en fonction du débit de combustible	50
II-6-Calcul du rendement de la détente η_d	53
II-7-Calcul du rendement global de la turbine η_t	56
Conclusion	57
Chapitre 4 : Discussion des résultats et amélioration	
Introduction	59
I-Discussion sur les systèmes de la turbine à gaz THM 1304	59
I-1-Système de lancement	59
I-2-Système de filtrage d'air	60
I-3-Système de refroidissement et d'étanchéité	61
I-4-Système anti-pompage	61
I-5-Système d'alimentation par le combustible	61
I-6-Paliers	62
II-Discussion des résultats	63
III-Amélioration du cycle de la turbine à gaz THM 1304	64
III-1-Introduction	64
III-2-Amélioration des performances thermodynamiques par régénération	64
III-2-1-Cycle de Brayton	65
III-2-2-Cycle avec régénération (Cycle de Brayton)	65
III-2-3-Bilan thermique	66
III-3-Amélioration des performances thermodynamiques par refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur	68
III-3-1-Calcul thermique et dimensionnement du refroidisseur	69
III-3-2-Bilan thermique	69
Conclusion	73
Conclusion général	75
Bibliographie	
Résumé	

Liste des figures

Figure (I.1) : Situation géographique de la région de Rhourde Nouss	4
Figure (I.2) : Localisation structures de Rhourde Nouss	6
Figure (I-3) : Organigramme de la région Rhourde Nouss	7
Figure (I-4) : Organigramme division maintenance	10
Figure (I-5) : Puits de collectes de la phase (A) et (B)	11
Figure (I-6) : Puits de l'usine CSC	12
Figure (I-7): Schéma général du CSC	17
Figure (II-1) : Turbine à gaz	19
Figure(II.2) : Cycle de Joule (Brayton)	20
Figure(II.3): Cycle simple réel	21
Figure(II.4) : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre	22
Figure(II.5) : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	23
Figure(II.6) : Turbine à vapeur	24
Figure(II.7) : Diagramme entropique du cycle de Rankine	25
Figure(II.8) : Cycle de Hirn	26
Figure(II.9) : Types de turbine à vapeur	26
Figure(II.10) : Turbine hydraulique de type Pelton	27
Figure(II.11) : Turbine vortex	28
Figure(II.12) : Turbine Francis	28
Figure(II.13) : Turbine à gaz MAN THM 1304	30
Figure(II.14) : Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	31
Figure(II.15) : Carter d'admission du compresseur	32
Figure(II.16) : Construction du compresseur	33
Figure(II.17) : Chambre de combustion	34
Figure(II.18) : Manche à gaz	35
Figure(II.19) : Turbine HP	36
Figure(II.20) : Carter de stator HP2	36
Figure(II.21) : Rotor de turbine HP	36
Figure(II.22) : Construction modulaire de la turbine libre	37
Figure(III.1) : Schéma des données du problème de la turbine MAN THM 1304	40
Figure(IV.1) : Système de lancement	56
Figure(IV.2) : Système de filtrage d'air	56
Figure(IV.3) : Composants d'un système de filtrage	57
Figure(IV.4) : Schéma d'une turbine à gaz avec amélioration	60
Figure(IV.5) : Cycle de Brayton	61
Figure(IV.6) : Cycle de Brayton avec régénération	62
Figure(IV.7) : Schéma d'une turbine à gaz avec refroidisseur et régénérateur	64
Figure(IV.8) : Diagramme du cycle de récupération d'une turbine à gaz	64

Liste des tableaux

Tableau(III.1) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MAN THM 1304	39
Tableau(III.2): Composition et caractéristique du gaz de combustion	45
Tableau(III.3): la masse d'O ₂ de chaque constituant	45
Tableau(III.4): masse du CO ₂ et H ₂ O émises de chaque constituant	51
Tableau(III.5): Fraction molaire et massique des gaz d'échappement	52
Tableau(III.6): Résultat du calcul	54
Tableau(IV.1): Résultat du calcul	59

Nomenclatures

Nomenclatures	Désignations	Unités
C_p	Chaleur spécifique à pression constant	Kcal/Kg°C
CPF	Centre processing and facility	/
CSC	Centre de séparation et compression	/
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	Kcal/Kg°C
DLN	Dry Low NOx	/
E	Excès d'air	/
H	Enthalpie	Kcal/Kg
H_{comb}	Enthalpie de sortie de la chambre de combustion	Kcal/Kg
IGV	Inlet guide vanes	/
LHE	Lean Head End	/
M	Masse	Kg
m'_{air}	Débit d'air	Kg/s
$m'_{air v}$	Débit d'air à volume constant	Kg/m ³
m'_c	Débit de combustible	Kg/s
m'_{refroi}	Débit de refroidissement	Kg/s
M_i	Masse molaire du constituant	Kg/Kmol
P_{ca}	Puissance du compresseur axial	Kw
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	Kcal/Kg
P_E	Pression d'étage du compresseur	atm
PM	Poids moléculaire	Kg/Kmol
P_t	Puissance total	Kw
P_U	Puissance utile	Kw

Nomenclatures

Q_1	Quantité de chaleur absorbée	Kcal/h
Q_2	Quantité de chaleur dégagée	Kcal/h
S	Entropie	Kj/Kg
T	Température	K
t	Température	°C
T_r	Température réel	K
T_{th}	Température théorique	K
$Y'_{i\text{massique}}$	Fraction massique du constituant	/
$Y'_{i\text{mol}}$	Fraction molaire du constituant	/
W_{ca}	Travail total du compresseur axial	Kcal/Kg

Terme LATIN & GREC

Symboles Grec	Désignations	Unités
ε	Taux de compression	/
δ	Rapport entre Cp et Cv	/
η_{ca}	Rendement du compresseur axial	/
η_d	Rendement de détente	/
η_t	Rendement de la turbine	/

Indices

ca : compresseur axial

c : combustion

d : détente

t : Turbine

r : réel

u : utile

Abstract

In recent years, industrial gas turbines have played an important role in power generation systems, such as oil and gas production plants. Although these equipment have many advantages, their high sensitivity to the influence of variations in ambient air temperature, which varies considerably between day and night, summer and winter, means that the thermal operating efficiency of these machines is affected, so improving the cycles of these machines is necessary. Sonatrach's production division in Rhourde Nouss uses several brands of gas turbines for these needs, for this purpose our thesis consists in making a thermodynamic study of the type gas turbine (MAN THM 1304) and seeing their equipment, their real yields under operational conditions. Finally, see the systems of this turbine and make suggestions for improvements to increase efficiency.

Keywords: Turbine, yield, improvement and Gas turbine, MAN THM 1304.

الملخص

في السنوات الأخيرة، لعبت توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل في محطات إنتاج النفط والغاز. على الرغم من أن هذه المعدات لها العديد من المزايا ، فإن حساسيتها العالية تتأثر بتغيرات في درجة حرارة الهواء المحيط ، والتي تختلف اختلافًا كبيرًا بين النهار والليل ، والصيف والشتاء ، تعني أن كفاءة التشغيل الحرارية لهذه الآلات تتأثر ، وبالتالي تحسين دورات هذه الآلات ضرورية. يستخدم قسم الإنتاج في سوناتراك في Rhourde Nouss العديد من العلامات التجارية لتوربينات الغاز لهذه الاحتياجات ، ولهذا الغرض تتمثل أطروحتنا في إجراء دراسة ديناميكية حرارية للتوربينات الغازية من النوع (MAN THM 1304) ورؤية معداتها ، ونتائجها الحقيقية في ظل ظروف التشغيل. أخيرًا ، مراجع أنظمة هذا التوربين وتقديم اقتراحات وتحسينات لزيادة الكفاءة.

الكلمات المفتاحية: التوربينات ، التوربينات الغازية، التحسينات، المردود، MAN THM 1304.

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 et de gaz. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, 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 ces machines s'avère nécessaires. A cet effet, différentes techniques (refroidissement, régénération) ont été employées afin d'améliorer les performances des cycles de turbine à gaz. La division production de Sonatrach à Rhourde Nouss utilise plusieurs marques de turbines à gaz pour ces besoins, à cet effet notre mémoire consiste à faire une étude thermodynamique de la turbine à gaz type (MAN THM 1304) et voir leurs équipements, leurs rendements réels dans des conditions opérationnelles. Enfin voir les systèmes de cette turbine et faire des propositions d'amélioration pour augmenter le rendement.

Mots clés : Turbine, Turbine à gaz, Rendement, Amélioration et MAN THM 1304.

Introduction générale

Introduction générale

Groupe SONATRACH est une entreprise algérienne d'exploitation, de transport, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Mais son domaine d'activité va au-delà des hydrocarbures tels que le dessalement d'eau de mer, les énergies renouvelables et la production d'électricité.

Fondé le 31/12/1963, la société nommée SONATRACH est chargée de la recherche et l'exploitation des hydrocarbures. Trois ans après, l'adoption d'un deuxième décret fut obtenu et ayant pour but de renforcer ses objectifs pour la création et l'acquisition des établissements, des usines de l'ensemble des activités pétrolières. [1]

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux 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. [24-25]

Les turbines à gaz sont classées dans ce domaine énergétique, ce qui a conduit l'apparaître des nouvelles marques qui sont accélérés le rythme de production et élevés la concurrence, Ces marque se diffère en eux dans son fabricant, ses performances, la capacité à travailler dans les conditions extrêmes, le coût et la réduction des émissions polluants. [2]

C'est dans ce cadre que nous avons mené notre étude. Car au niveau de l'une des principales zones de la production d'hydrocarbures en Algérie dans le champ de Rhourde nous, nous retrouvons plusieurs marques des turbines. La turbine à gaz (MAN THM 1304) fait partie des la nouvelle génération des turbines à gaz. Notre travail consiste à noter les caractéristiques de la turbine et faire une étude thermodynamique.

Le travail présent est divisé en quatre chapitres

Dans le premier chapitre nous exposons, une description du champ du Rhourde Nous, notamment sa situation géographique, sa capacité de production ainsi que présentation générale du CSC.

Puis, dans le second chapitre nous présentons des généralités sur les turbines et comparaison entre les différentes catégories, les modes de fonctionnement des turbines le rôle de chaque composant, les avantages et les inconvénients, ainsi qu'une description détaillée de la turbine à gaz MAN THM 1304, ont été présentés dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude thermodynamique de la turbine à gaz MAN THM 1304 utilisée au niveau du champ de Rhourde Nous.

Enfin dans le dernier chapitre, Une description des systèmes utilise dans la turbine THM MAN 1304, à la suite de ça des propositions d'amélioration ont été abordée afin d'essayer de rapprocher les conditions opérationnelles aux conditions de fonctionnement optimales.

Chapitre I

*Description de la région de Rhourde
Nouss*

Chapitre I

Description de la région de Rhourde Nouss

Introduction :

L'Algérie dispose d'environ 10 % des réserves mondiales de gaz nature, elle se place au Cinquième rang international, à cause de ses méga structures pétrolières.

Dans ce chapitre, nous verrons une présentation générale de l'endroit où notre installation est implantée. Cette présentation invite à une description géographique de l'emplacement et de l'histoire de l'entreprise. Les différentes structures et usines de la région ainsi que les types de produits et la capacité de production de chaque usine, et enfin quelques figures sur les puits des usines.

I- Description du site de Rhourde Nouss

Rhourde Nouss est l'un des principaux gisements pétroliers au milieu du Sahara Algérien, il est considéré comme l'un des principales zones de la production d'hydrocarbures et classifié comme un deuxième pôle gazier après Hassi R'mel.

I-1- Situation géographique : [1]

La région de Rhourde Nouss fait partie de la Wilaya d'ILLIZI, elle est positionnée entre :

29°16' et 30° parallèles.

06°24' et 07° méridien.

Dans le sud Algérien, au milieu des dunes du désert Algérien, Le champ de Rhourde Nouss est situé à 1200 Km au Sud Est d'Alger. Au milieu du grand Erg Oriental Rhourde Nouss est bornée par Hassi Messaoud 280 km du nord et par la wilaya Illizi 740 km de sud. Il s'étend sur une superficie de 1 Km². Il est relié à la route nationale N3 (Ouargla-Illizi) par une bretelle de 30 km goudronnée illustré par la figure(I.1).

I-2- Situation météorologique : [1]

Les conditions météorologiques de Rhourde Nouss sont citées ci-dessous :

- ❖ Climat est désertique (sec avec un très faible taux d'humidité).
- ❖ Altitude moyenne est située à 260 m par rapport au niveau de la mer.
- ❖ Fréquence importante des vents de sable.
- ❖ Ecart important de température entre l'hiver et l'été (-5°C à 50°C).
- ❖ Elle enregistre une pluviométrie très faible (2 à 4 mm/an).
- ❖ Terrain accidenté vu la position de la région (limite de l'erg oriental).

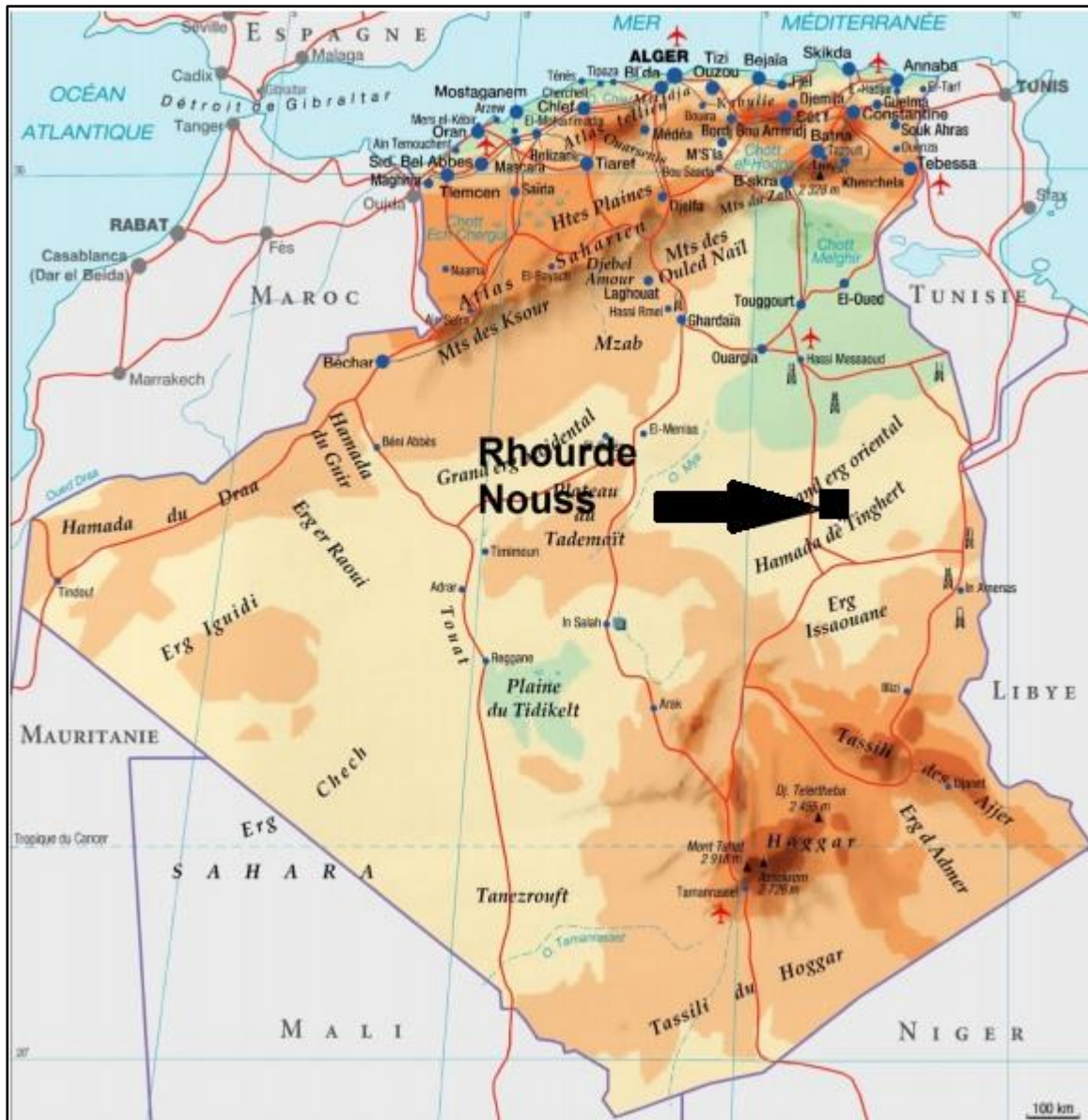


Figure (I.1) : Situation géographique de la région de Rhourde Nous

I-3- Historique [2] [3]

Première découverte de gaz à Rhourde Nous en 1956. Le premier puits RN1, foré en 1962, a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât au niveau de plusieurs réservoirs. Après la découverte de l'huile sur les puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966. L'ordre chronologique de la mise en service des champs de la région.

- ❖ 10-Mai-1966 : Mise en service du centre de traitement d'huile.
- ❖ 28-Jan-1988 : Démarrage de l'usine (phase A).
- ❖ 14-Juin-1989 : Mise en service de Rhourde Adra.
- ❖ 24-Avril-1992 : Mise en service de Rhourde Hamra.
- ❖ 29-Mai-1992 : Mise en service de Rhourde Chouff.
- ❖ 16-Juin-1995 : Démarrage de l'usine de Hamra

- ❖ 13-Août-1999 : Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de 10.250 millions m³/j de gaz.
- ❖ Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48 millions de m³/j pour la production de 3800 T/j du GPL.
- ❖ 06-Mars-2000 : Première expédition de GPL (Rhourde Nouss).
- ❖ 2009 : Accident dans GPL (éclatement d'un train 200).
- ❖ 2011 : Installer une nouvelle unité de compression au niveau de la phase A (U59)
- ❖ 2011 : Démarrage de l'unité CSC (centre de séparation et compression) a pour but de séparer l'huile.
- ❖ 2014 : Le lancement de l'usine CPF.

I-4- Aspect structural [2-3]

La structure de Rhourde Nouss est très complexe, mais on peut la définir comme étant le croisement de deux anticlinoriums. On distingue deux familles, la première famille, de direction Nord-Sud et la deuxième de la direction Nord-est, Sud-est. Cette structure serait de dimension 40 x 30Km², elle est composée de quatre structures différentes à savoir :

- ❖ Rhourde Nouss Central (RNC)

Cette structure est alignée Nord-Sud et s'étend sur environ de 16 x 8Km², avec une petite structure au Nord-est de 4 x 2,5Km², Le réservoir contient du gaz avec un anneau d'huile d'une trentaine de mètres dans lequel on a foré 64 puits.

- ❖ Rhourde Nouss Sud -Ouest (RNSW)

Elle est alignée S-SW, N-NE sur une surface de 16 x 3,5Km², Le réservoir est à gaz avec un anneau d'huile d'une vingtaine de mètres, le nombre de puits forés dans le réservoir est de 17 puits.

- ❖ Rhourde Nouss Sud -Est (RNSE)

Cette structure est alignée Nord-Sud sur une surface de 8,5 x 4Km², Le nombre de puits forés dans le réservoir est de 18 puits, dont 11 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Supérieur (TAGS), qui est producteur de gaz, avec un anneau d'huile d'une dizaine de mètres, et 7 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Inférieur (TAGI), qui est producteur d'huile.

- ❖ Rhourde Adra (RA)

Elle est alignée SW-NE sur une surface de 23 x 2,5Km², le réservoir contient du gaz et le nombre de puits foré est égal à 17puits.

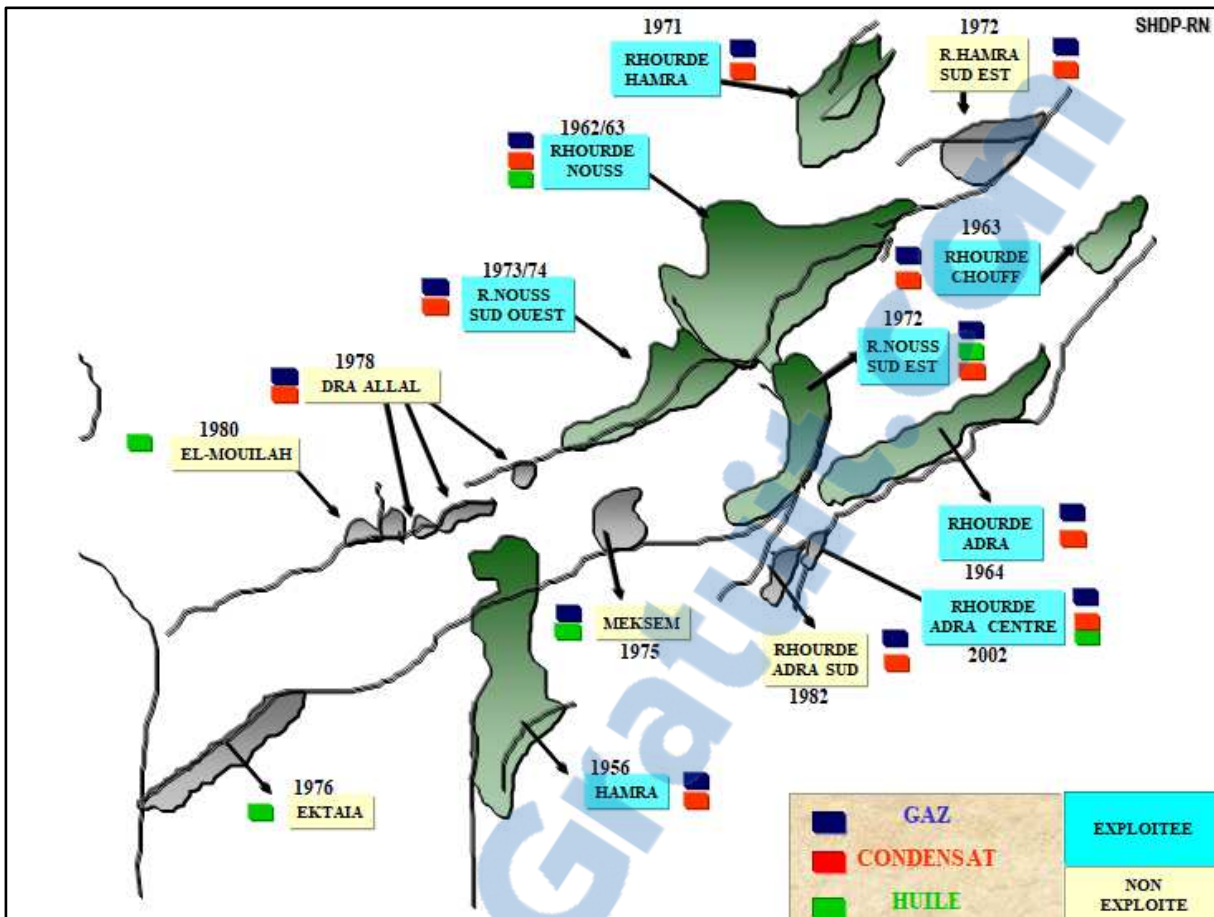


Figure (I.2) : Localisation structures de Rhourde Nous

I-5- Géologie et Ingénierie : [3-4]

La Géologie de Rhourde Nous est aussi compliquée que généreuse, elle compte actuellement 18 gisements, dont certaines structures contiennent 14 réservoirs imbriqués à la verticale, 4 réservoirs triasiques, 6 réservoirs siluriens et 4 réservoirs ordoviciens et 35% de ces réservoirs ne sont pas encore exploités. Les réservoirs ordoviciens ont été le véritable challenge de cette décennie car une usine entière de gaz a été construite à la base du développement des Quartzites de Hamra connus comme roches compactes et dures à forer.

II- Description du complexe de Rhourde Nous [5]

II-1- Organigramme de la région de Rhourde Nous :

La région Rhourde Nous est divisée en direction Hamra et neuf (09) divisions, elle comporte aussi une assistance de sureté interne et autres administrations représenté par l’organigramme de la figure (I-3).

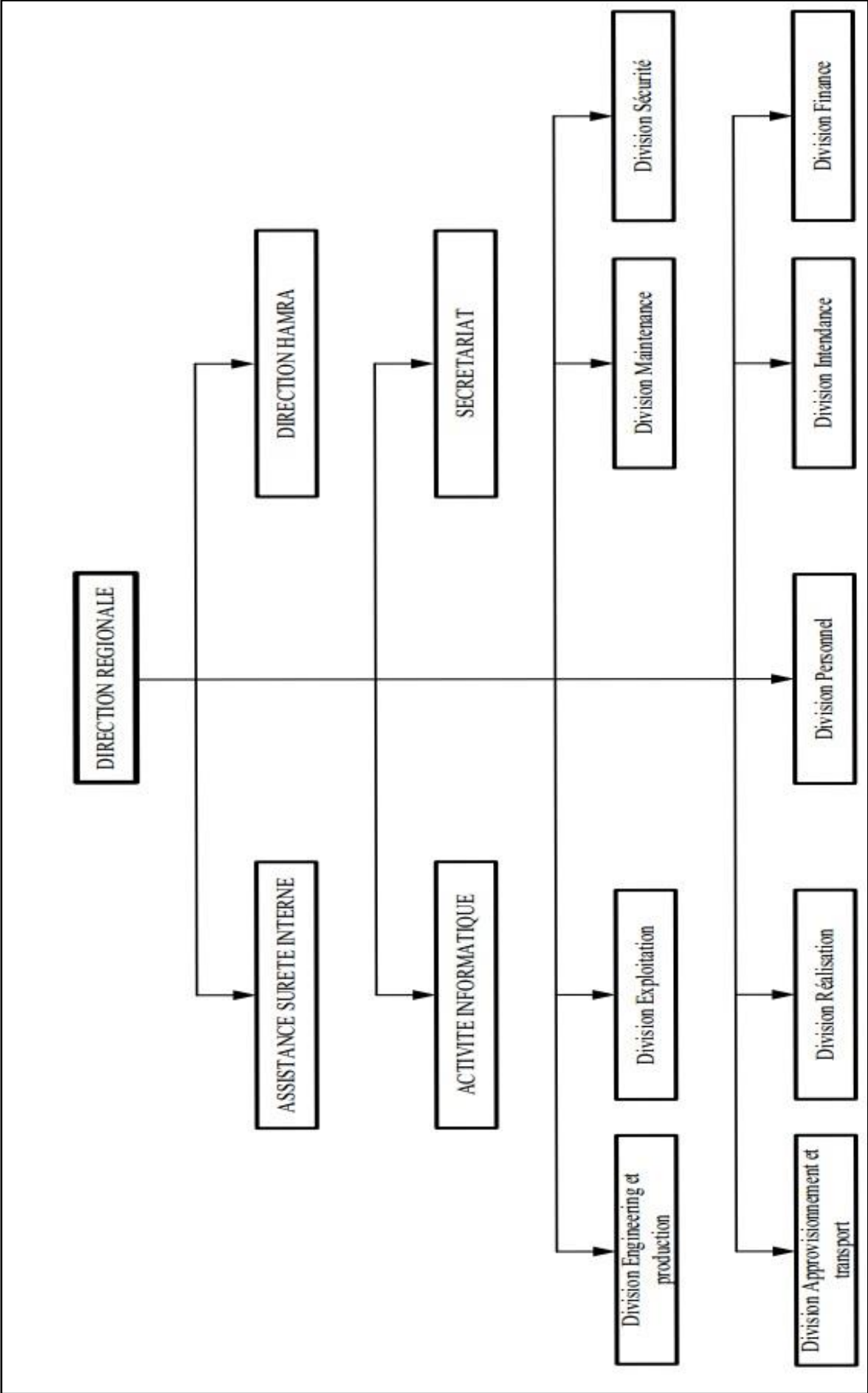


Figure (I-3) : Organigramme de la région Rhourde Nous.

II-2- Usines du complexe de Rhourde Nouss [2]

La région de Rhourde Nouss se décompose en cinq usines sont comme suite :

- ❖ Une centrale électrique de la région.
- ❖ Un centre de processing and facility (CPF).
- ❖ Un centre de compression et de séparation (CSC).
- ❖ Deux usines de traitement du gaz humide.

II-2-1- Complexe de traitement de gaz

Le complexe de traitement de gaz de la région de Rhourde regroupe quatre unités de production, en plus de la Direction de Hamra qui est une unité autonome.

Les quatre unités sont, respectivement, celle de traitement de gaz "PHASE-A", mise en service en 1988, d'une capacité de 50 millions m³/j.

Celle de traitement de gaz "Quartzite Hamra" pour une capacité de 10 millions m³/j. ainsi la récupération de 2.000 m³/ de condensat, mise en service en 2014,

la troisième unité est d'une capacité de traitement de 48 millions m³/j, sachant qu'une opération de réhabilitation de l'un des trains de cette unité (d'une capacité de production de 16 millions m³/j), à l'arrêt depuis 2009 suite à un problème technique, a été récemment lancée et la quatrième unité, son rôle est la séparation et la compression de gaz (unité de traitement d'huile) pour une capacité de 10 millions m³/j, destiné pour le traitement au niveau de la PHASE-A de 800 tonnes de pétrole.

Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL" PHASE-B", Cette phase comprend le réseau de collecte des gaz incluant 12 puits qui produiront 1,2 million mètres cubes standards par jour par puits, l'agrandissement de l'usine actuelle de récupération des condensats avec l'ajout d'un cinquième train d'une capacité de 10,25 millions de mètres cubes standards par jour et une usine gaz pétrolier liquide d'une capacité de 48,3 millions de mètres cubes standards par jour.

II-2-2- Central électrique

Elle produit sa propre énergie électrique au moyen d'une centrale électrique de 21MW et un apport à partir de Hamra (ligne de 60 km)

II-2-3- Centre processing and facility (CPF)

Les installations de production se composent des moyens de collecte, d'un train d'une capacité nominale de traitement de gaz naturel de 10 millions de mètres cubes de gaz par jour, des moyens d'extraction et de réinjection de CO₂ et de l'expédition du gaz produit vers le réseau de transport de Sonatrach.

Le gaz est extrait des champs de Rhourde Nouss Central, Rhourde Nouss Sud, Rhourde Adra et Rhourde Adra-Sud.

Parmi les objectifs de cette usine :

- ❖ Produire un gaz de vente ayant un pouvoir calorifique supérieur (PCS) entre 9800 et 9900 kcal/m³, une teneur en CO₂ inférieure à 2 mol%.
- ❖ Gaz (associé) lourd à diriger vers la phase (A).
- ❖ Comprimer le CO₂ à 200 bars et le réinjecter dans un puits.

Cette usine est équipée de :

- ❖ Collecteurs d'aspiration des Compresseurs Boosters.
- ❖ 02 Compresseurs boosters Siemens de type STC-SV.
- ❖ 02 Ballons d'aspiration des compresseurs boosters.
- ❖ 02 Aéro refroidisseurs des Compresseurs.
- ❖ 02 Turbines à gaz des compresseurs booster Siemens de type SGT-400.
- ❖ 02 Unités de récupération de chaleur des compresseurs Booster.

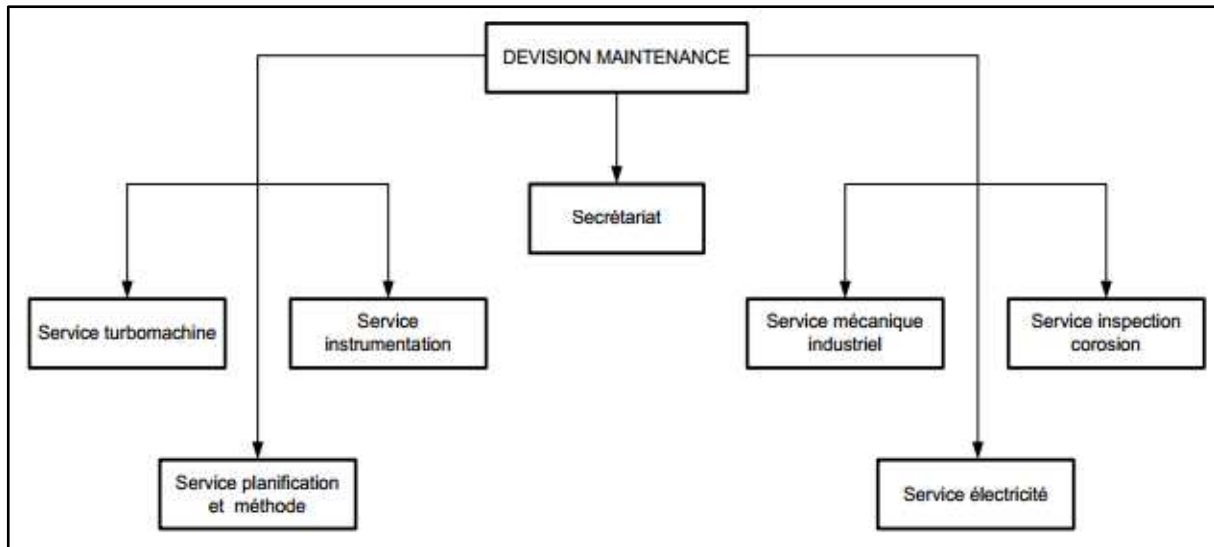
II-2-4- Centre de Séparation et de Compression (CSC)

Cette installation comprend une unité de séparation et de traitement d'huile de 1.000 m³/jour et la compression de 8 millions m³/jour de gaz et une unité de boosting pour la compression de 20 millions m³/jour de gaz au niveau de CGT (centre de traitement de gaz de Rhourde Nouss. Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions (MP, BP, TBP) sont comprimés dans le système de compression pour obtenir la pression de batterie à l'usine de gaz Rhourde Nouss, qui est de 83 bars. Les condensats récupérés au séparateur TBP sont expédiés au dessaleur de brut, et puis sont envoyés vers la colonne de stabilisation, après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage de brut dans le système 22 avant expédition. L'objectif prioritaire de cette installation est la production d'huile.

III- Division maintenance [3]

La division maintenance a une mission très essentielle dans la région de Rhourde Nouss car elle veille sur :

- ❖ La planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière.
- ❖ L'exécution des services de maintenance nécessaires au bon fonctionnement des installations.
- ❖ L'assurance du bon déroulement des grandes révisions de ces installations.

III-1- Organigramme de la division maintenance [3]**Figure (I-4) :** Organigramme division maintenance**III-2- Service de la division maintenance [2-4]**

La division maintenance se compose d'un secrétariat et de six services comme suite :

- ❖ Service planning et méthodes : Il s'occupe de la planification et l'optimisation des travaux de maintenances en préparant un planning des différents travaux (court, moyen et long terme) pour l'ensemble des services, en plus l'approvisionnement en pièces de rechanges pour les différents équipements.
- ❖ Service instrumentation : Assure tous les actions nécessaires pour le bon fonctionnement de l'instrumentation des installations industrielles du complexe et des puits ainsi l'entretien des équipements.
- ❖ Service turbomachine : Sa fonction est faire la maintenance préventive et curative sur les machines tournantes (compresseur, turbine, aéros,.....).
- ❖ Service mécanique industriel : Il intervient sur des différentes installations (pompe, vanne, four, échangeur,.....).
- ❖ Service inspection corrosion : Il se compose en trois sections (inspection, corrosion et protection cathodique), son rôle est l'inspection et la protection des, pipes par des liquide contre corrosion ou par la protection cathodique (injection du courant).
- ❖ Service électricité : C'est la maintenance des équipements électriques, la production et la distribution d'électricité aux autres services du champ.

III-3- But de la division maintenance [2-4]

Les différents services de la maintenance font appel aux types de la maintenance pour but :

- ❖ Prolonger la durée de vie du matériel.
- ❖ Assurer le bon fonctionnement du matériel.
- ❖ Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne.

IV- Emplacement des puits [6]

Les figures suivantes montrent le nombre de puits de collecte et de réinjection pour les différentes usines dans la région.

IV-1- Puits de collecte de la phase (A) et (B)

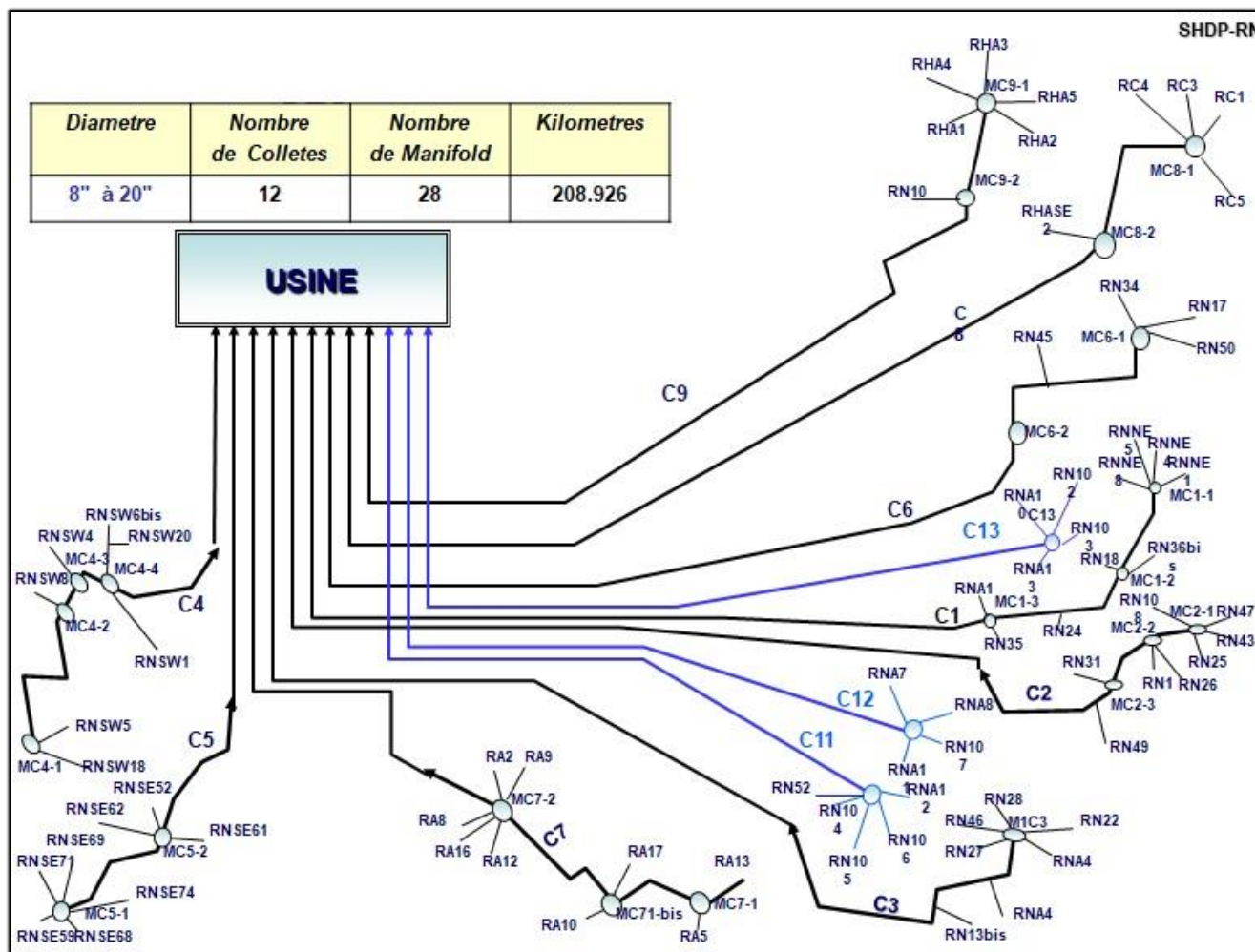


Figure (I-5) : Puits de collectes de la phase (A) et (B)

La figure (I-5) nous montre le réseau des puits de collecte pour les deux usines phase A et B, où il y a douze lignes de collecte avec vingt-huit manifold.

IV-2- Puits de l'usine CSC [6]

L'usine de CSC a sept lignes de collecte qui provient de trente-trois puits disposés selon La figure ci-dessous.

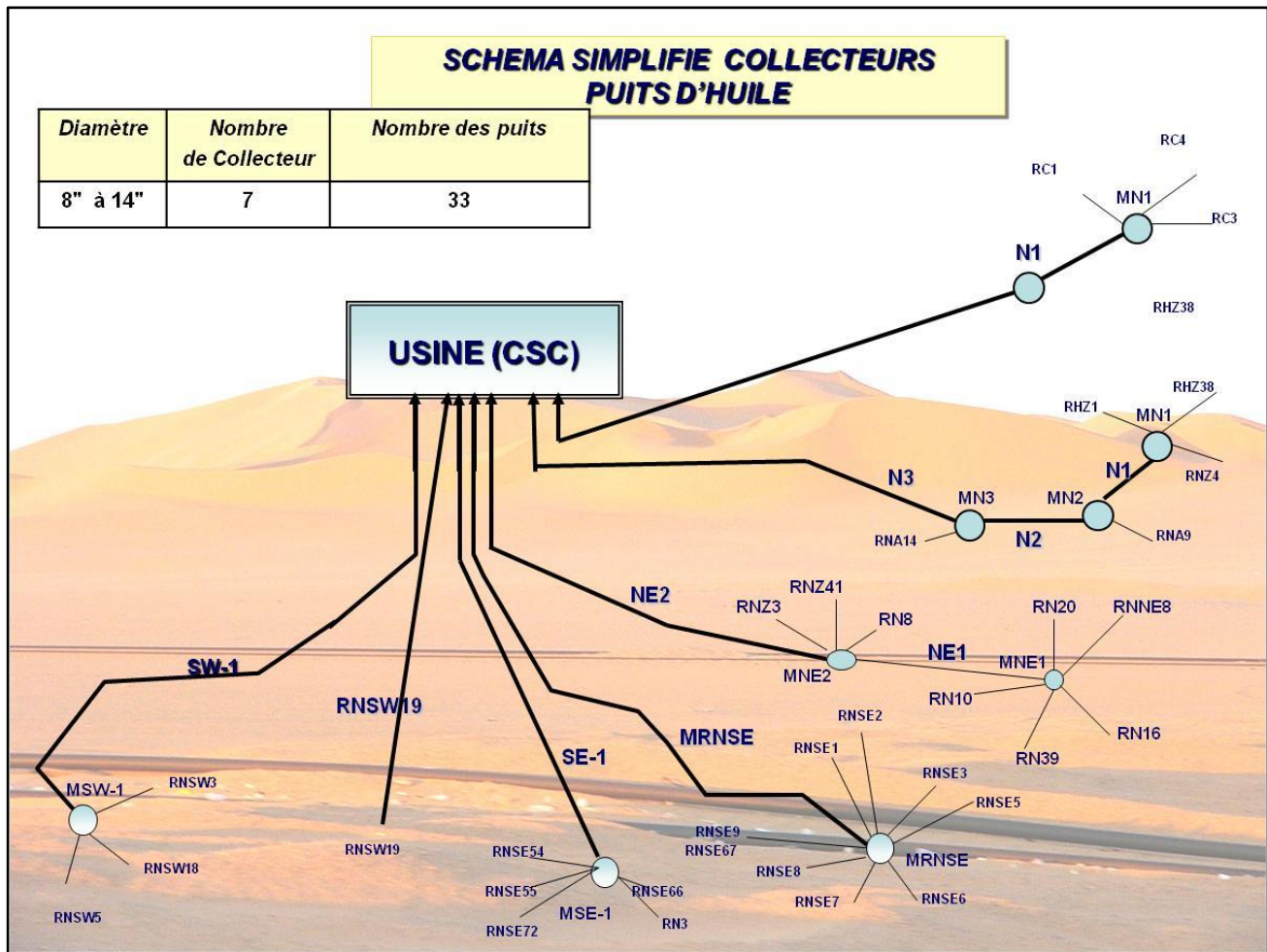


Figure (I-6) : Puits de l'usine CSC

V- Présentation générale du CSC : [6-7]

Le Centre de Séparation et de Compression (CSC) a pour but de séparer l'huile, l'eau et le gaz provenant des 33 puits dans l'unité 500. Ils sont regroupés suivant leur niveau de pression et sont connectés à trois séparateurs pour séparer le gaz et le condensat. Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions (MP, BP, TBP) sont comprimés dans le système de compression pour obtenir la pression de batterie à l'usine de gaz Rhourde-Nouss, qui est de 83 bars.

Les condensats récupérés au séparateur TBP (très basse pression) sont expédiés au dessaleur de brut, puis ils sont envoyés vers la colonne de stabilisation ; après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage de brut dans le système 22 avant expédition.

L'objectif prioritaire de cette installation est la production d'huile.

Les capacités de production d'huile et de gaz sont les suivantes :

Produits et capacités :

Gaz : 8.7 MMSCMD.

Huile : 939/1058 Sm³/j (été/hiver).

T.V. Reid 37.8°C en psia : 10

B.S.W % en volume : 0.5

Sel % en poids : 0.004

Teneur en soufre % en poids : 0.2

V-1- Unités composant le centre de séparation et de compression : [7]

- Système 20 : Manifolds CSC, Séparateurs huile/gaz
- Système 21 : Dessaleur et colonne de stabilisation
- Système 22 : Stockage/ Pomperie
- Système 23 : Compresseurs TBP et BP/MP
- Système 42 : Système d'injection des produits chimiques CSC
- Système 43 : Torche et fosse de brûlage
- Système 44 : Traitement eau de production
- Système 45 : Gaz combustible
- Système 50 : Eau brute / Eau de service
- Système 56 : Réseau de drainage ouvert
- Système 57 : Réseau de drainage fermé
- Système 62 : Système Diesel
- Système 63 : Air instrument et air service
- Système 64 : Azote
- Système 69 : Traitement huile machines
- Système 71 : Système anti-incendie

L'ensemble des têtes de puits, pipelines, manifolds et collectes constitue l'unité 500.

V-2- Système 20 et réseau de collecte - UNITE 500 : [7]

Procédé :

Le système 20 a pour but le regroupement des puits par niveau de pression : MP, BP et TBP. Les productions de puits une fois regroupées dans l'unité 500 ou le système 20 pour certains d'entre eux sont acheminées vers les séparateurs de production selon le niveau de pression correspondant.

Les opérations de collecte sont les suivantes :

La production des collectes SW-1, SE-1, NE-2, et RC est regroupée au niveau du manifold MP avec une pression de service de 40 bars.

- La production des collectes N-3 est envoyée vers le manifold BP avec une pression de service de 20 bar.
- La production des collectes RNSE et RNSW-19 est regroupée au niveau du manifold TBP avec une pression de service de 6 bar.
- L'inhibiteur de corrosion est injecté de façon continue en aval de la vanne Duse pour tous les puits.
- Le méthanol est injecté de façon intermittente en hiver en aval de la vanne Duse pour le puits RNSW-19, les manifolds MC-8-1 et RNSE.
- L'eau de lavage est injectée de façon continue dans les puits RNZ 1, 3, 4, 38, 41 et RN 8, 16, 20, 39.

V-3- Séparation : [7]

Séparation MP (moyenne pression) :

Le séparateur MP permet la séparation de l'huile, de l'eau et du gaz provenant du manifold MP.

Ce séparateur permet d'absorber l'arrivée de bouchon liquide d'un volume de 12m³ et fonctionne en régime normal de 40 bar. L'huile est envoyée au séparateur BP après passage dans les tubes du préchauffeur MP et détente de 40 bar à 20 bar. Le condensat est réchauffé par le brut stabilisé provenant du fond de la colonne de stabilisation et qui circule dans la calandre du préchauffeur MP.

Ce préchauffage a pour but :

- De prévenir la formation d'hydrates, en hiver, lors de détente.
- De faciliter la séparation en diminuant la viscosité de l'huile en hiver.
- D'éviter le dégazage et la vaporisation de l'huile lorsqu'elle est réchauffée à l'entrée du dessaleur.

Séparation BP (basse pression) :

Le séparateur BP permet la séparation de l'huile, de l'eau et du gaz provenant du manifold BP et du séparateur MP. Ce séparateur permet d'absorber l'arrivée de bouchon liquide d'un Volume de 10m³ et fonctionne, dans les conditions courantes, à 20 bars.

L'huile est envoyée au séparateur TBP. Le gaz produit en tête du séparateur BP est expédié vers le ballon d'aspiration du compresseur BP pour y être comprimé. L'eau produite dans ce séparateur est dirigée vers le ballon de flash d'eau de production dans le système 44.

Séparation TBP (très basse pression) :

Le séparateur TBP permet la séparation de l'huile, de l'eau et du gaz provenant du manifold TBP et du séparateur BP.

Ce séparateur permet d'absorber l'arrivée de bouchon liquide d'un volume de 8 m³ et fonctionne dans les conditions courantes à 6 bar. Ce séparateur reçoit aussi l'huile recyclée depuis le stockage off-spec, ainsi que l'huile recyclée depuis la pompe d'alimentation de la stabilisation. Lors du recyclage de l'huile off-spec, l'opérateur peut être amené à réduire les débits des puits de façon de ne pas surcharger l'unité de stabilisation. L'huile séparée est expédiée au dessaleur par les pompes d'alimentation de la stabilisation.

Le gaz produit au niveau du séparateur TBP est expédié vers le ballon d'aspiration du compresseur TBP pour y être comprimé. L'eau de production est dirigée vers le ballon de flash d'eau de production dans le système 44.

Dessaleur de brut :

Le dessalage a pour but d'éliminer le sel dans le brut afin d'atteindre les spécifications requises.

Le dessalage est obtenu par lavage du brut avec de l'eau peu salée puis par séparation des gouttelettes d'eau par un champ électrostatique. La salinité du brut des gisements du champ de Rhourde-Nouss laisse supposer que deux étages seront nécessaires.

Les étages du dessaleur fonctionnent à contre-courant global. L'eau de dessalage, provenant du stockage d'eau brute, est injectée au niveau du dessaleur du premier et deuxième étage à l'aide des pompes d'eau de dessalage.

Le volume de l'eau de dessalage injecté au niveau de la vanne de mélange du deuxième étage est environ deux fois celui injecté au premier étage. La plus grande partie de l'eau salée récupérée au deuxième étage est pompée au moyen des pompes de recyclage de dessalage puis recyclée au premier et au deuxième étages via l'injection en amont de la vanne de mélange par le contrôle de débit fixe. Le reste de l'eau salée est dirigé vers l'unité de traitement des eaux de production par le contrôle de niveau de l'interface liquide. L'huile dessalée est envoyée vers la colonne de stabilisation.

La condition opératoire est maintenue à 13 bar de manière à éviter le dégazage et la vaporisation du brut dans le dessaleur.

Colonne de stabilisation :

La colonne de stabilisation avec rebouillage, permet la stabilisation du brut dessalé. Elle est alimentée :

- En tête, par une fraction du brut dessalé froid, qui sert de reflux.
- Au milieu de la colonne, par le brut préchauffé (charge chaude).

Le liquide du plateau de tête est soutiré puis envoyé dans le séparateur d'eau où l'eau est séparée des hydrocarbures. L'eau séparée est dirigée vers le ballon de flash d'eau de production tandis que les hydrocarbures sont renvoyés vers la colonne par gravité. Le gaz produit au niveau de la tête de colonne est expédié vers le ballon d'aspiration du compresseur TBP pour y être comprimé. Ce gaz peut aussi être envoyé à la torche BP en cas d'indisponibilité du système de compression afin de maintenir une production d'huile stabilisée.

Les hydrocarbures bi-phasiques liquide/vapeur en sortie du four sont retournés au fond de la colonne.

Le brut stabilisé et récupéré en fond de colonne est envoyé dans le train de préchauffe du brut constitué de trois échangeurs. La pression normale de fonctionnement de la colonne de stabilisation est de 5.0 bar(Tête).

Four de stabilisation :

Le four de stabilisation, est un four cylindrique vertical à tirage naturel. Le brut pompé du fond de la colonne, alimente le four de stabilisation. Le four permet d'atteindre la température requise pour ajuster la tension de vapeur du brut dans la colonne.

V-4- Objectif du CSC : [7]

Le CSC reçoit la production de 33 puits d'huile et de gaz dans des séparateurs opérant à trois niveaux de pression différents :

Séparateur MP à 40 bars,

Séparateur BP à 20 bars,

Séparateur TBP à 6 bars.

La production se répartit sur les séparateurs MP, BP et TBP. Le CSC produit de l'huile d'une part et du gaz d'autre part. Le gaz est comprimé pour être envoyé vers l'usine de traitement de gaz de Rhourde Nouss, où condensats et GPL sont extraits. L'huile est stabilisée, stockée puis expédiée par le pipeline existant.

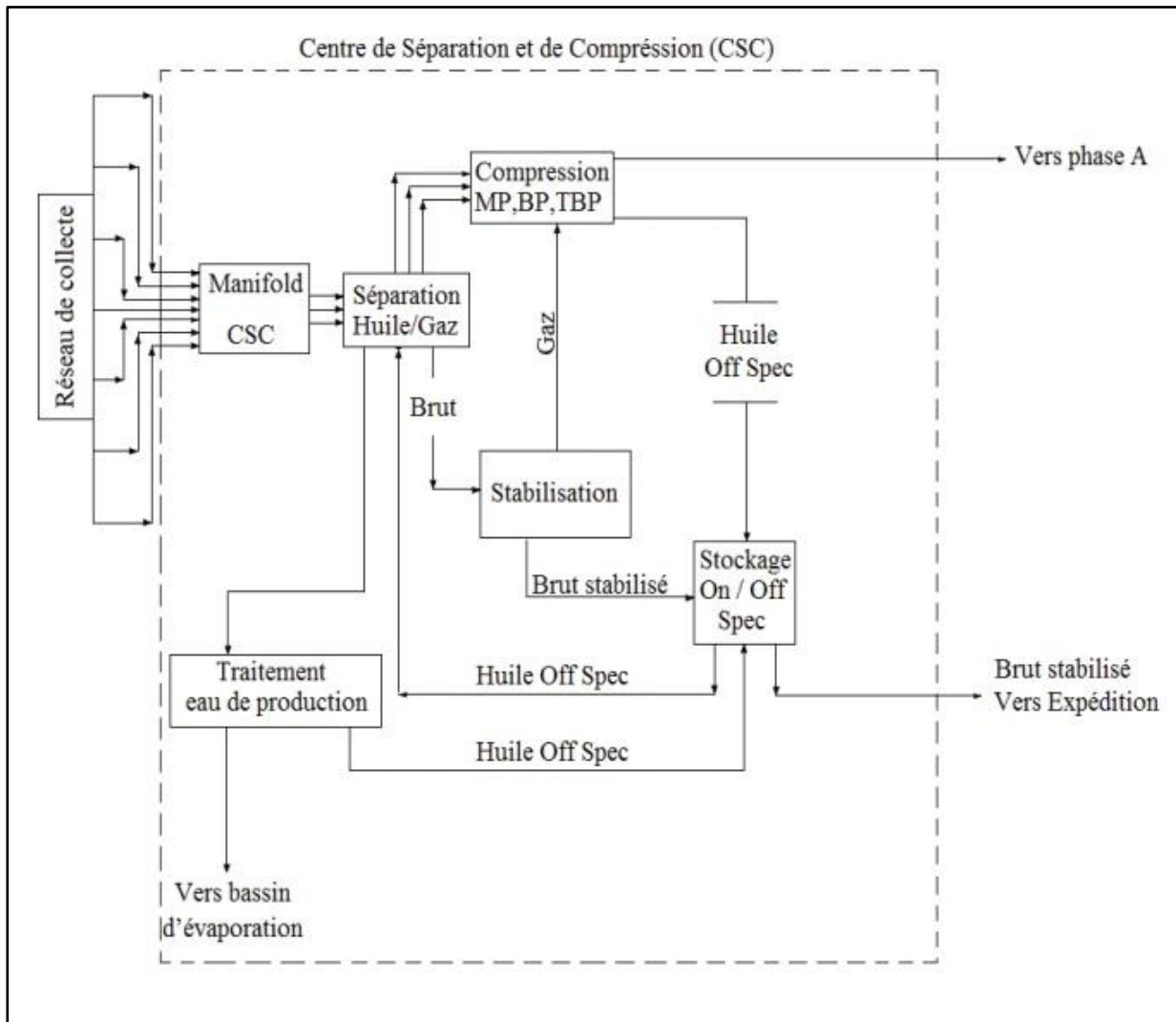


Figure (I-7): Schéma général du CSC

Conclusion

La Région Rhourde Nouss est l'une des zones les plus importantes de production de gaz en Algérie. Elle représente 20% de la production nationale de gaz avec une capacité de production estimée à 75 millions m³/jour.

Dans ce chapitre on a présenté les différentes usines qui se trouvent à la région de Rhourde Nouss, aussi l'usine de CSC ou se trouve notre objectif.

Chapitre II

Description des turbines

Chapitre II

Description des turbines

Introduction

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre supportant les aubes de la turbine. L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, un compresseur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif. L'ensemble est alors respectivement appelé turboalternateur, turbocompresseur, turbopompe, etc. [8]-[9]-[10]

I-Définition

La turbine 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 a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. [11]

II-Différent type de turbine

Les turbines peuvent être classées de différentes façons. Une façon de les classer est de suivre la méthode de fonctionnement (turbine d'impulsion ou de réaction). Les turbines peuvent fonctionner comme des turbines ou comme des turbines de pompage ou une combinaison des deux. Il peut s'agir d'un type à simple ou à double réglementation. Les turbines peuvent également être classées en fonction de leur vitesse spécifique, de leur conception (hauteur de chute et quantité d'eau disponible) et de leur mode de fonctionnement (Turbine à impulsion Turbine à réaction). [12]

II-1-Turbine à gaz

Les turbines à gaz font partie des TURBOMACHINES définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux. [13]

II-1-1- Eléments d'une turbine à gaz [14]

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- ❖ Un compresseur : centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- ❖ Une chambre de combustion : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement
- ❖ Une turbine : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

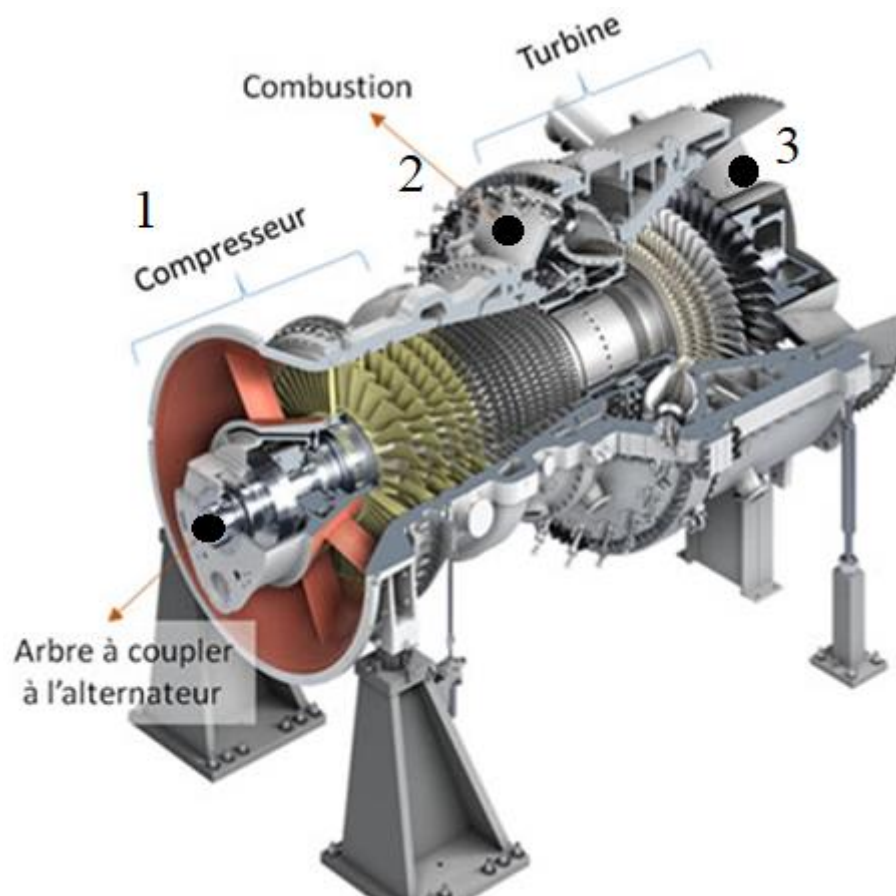


Figure (II-1) : Turbine à gaz

II-1-2- Avantages et inconvénients [15]**A_ Avantages**

- Puissance massique et puissance volumique très élevée.
- Possibilité de démarrage, prise et variation de charge 0 à 100 % très rapidement.
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).

B_ Inconvénients

- Pollution limitée en HC, CO et NOx du fait du contrôle de l'excès d'air et de la température limitée.
- Coûts de maintenance inférieurs aux moteurs pistons
- L'un des inconvénients des turbines à gaz et l'emploi obligatoire du système bielle-manivelle et d'un volant ainsi que le fonctionnement discontinu est inévitable, Ce qui rend impossible la grande concentration de puissance. Les turbines à gaz sont caractérisées par un grand rendement avec tous les avantages du moteur rotatif.

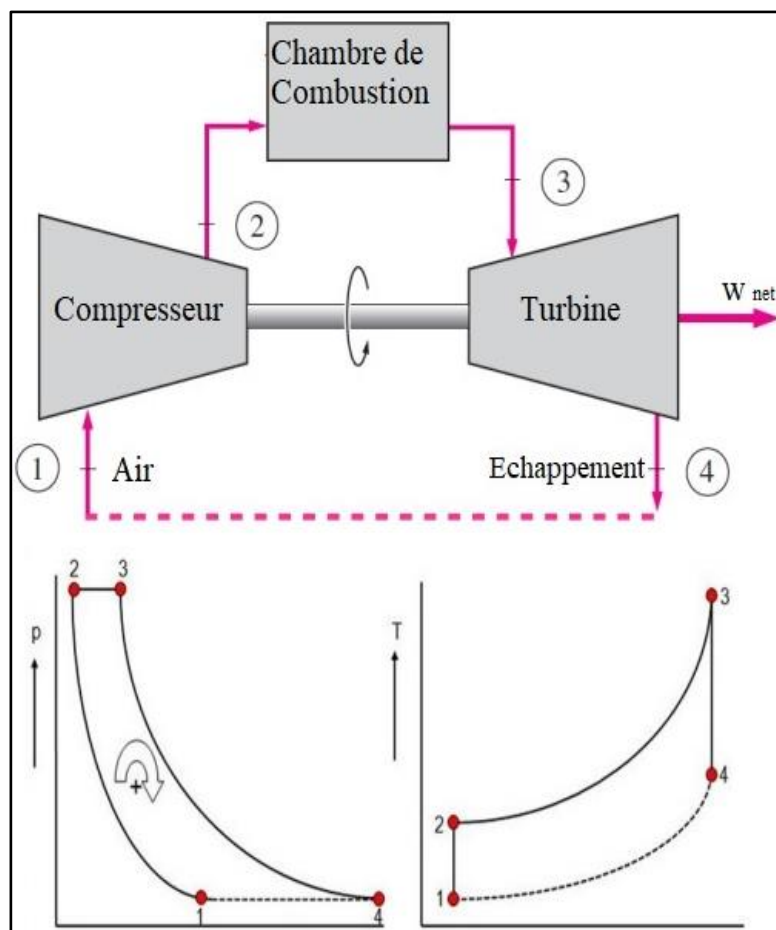
II-1-3- Cycle de turbine à gaz

Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton) [16]

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule (ou de Brayton) comprenant :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- une combustion isobare ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est représenté dans la figure-2, comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.



Figure(II.2) : Cycle de Joule (Brayton)

- Le processus 1-2 représente la compression isentropique.
- Le processus 2-3 représente la combustion isobare.
- Le processus 3-4 représente la détente isentropique.
- Le processus 4-1 représente l'échappement isobare.

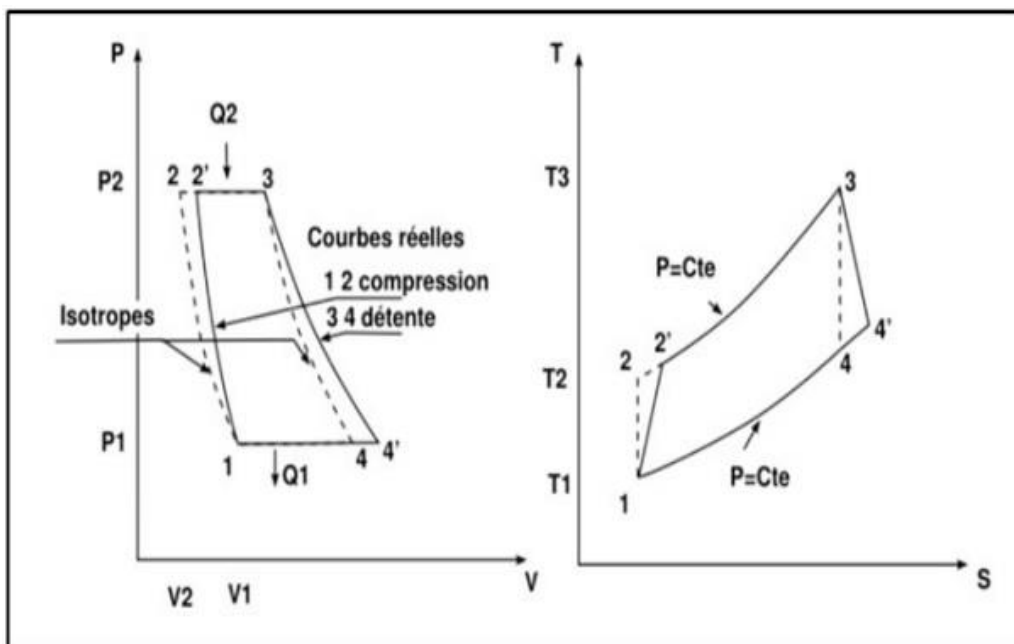
Cycle réel [16]

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine, en fait, nous ferons intervenir les rendements du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le fluide est un gaz parfait

$$-\gamma = \text{cte}$$

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :



Figure(II.3): Cycle simple réel

Ce cycle comporte :

Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;

Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3) ;

Une détente adiabatique jusque à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

II-2- Différents types de turbines à gaz

Les turbines à gaz peuvent être classées selon la disposition de l'arbre, selon le travail fourni ou selon le mode de conception.

II-2-1- Turbine mono-arbre [17-18]

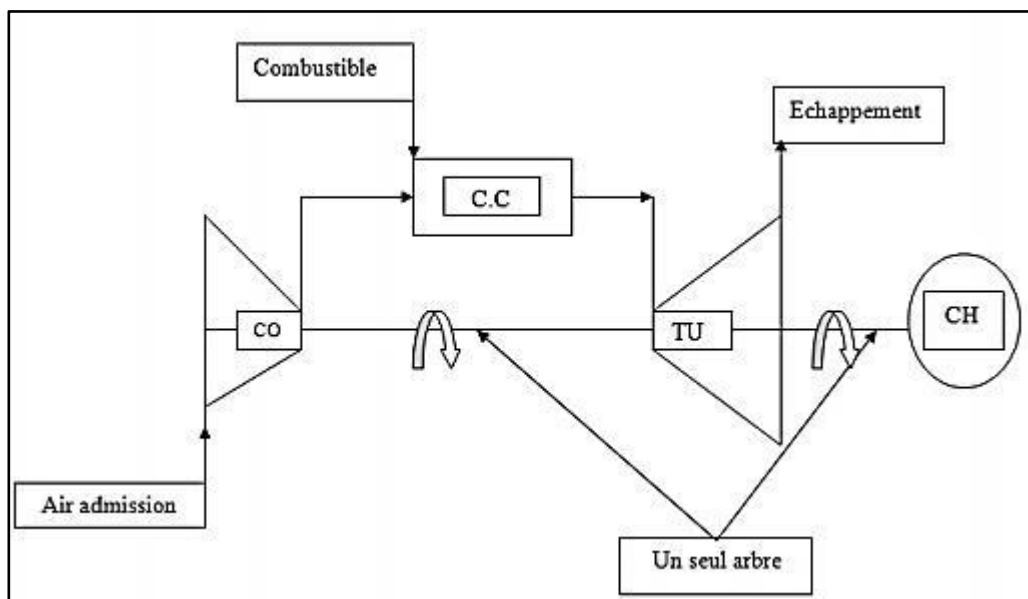
Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entraîner le compresseur ainsi que l'énergie pour entraîner la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine.

CH : Charge.



Figure(II.4) : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre

II-2-2- Turbine bi-arbre [17-18]

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs). Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

CO : Compresseur axial.

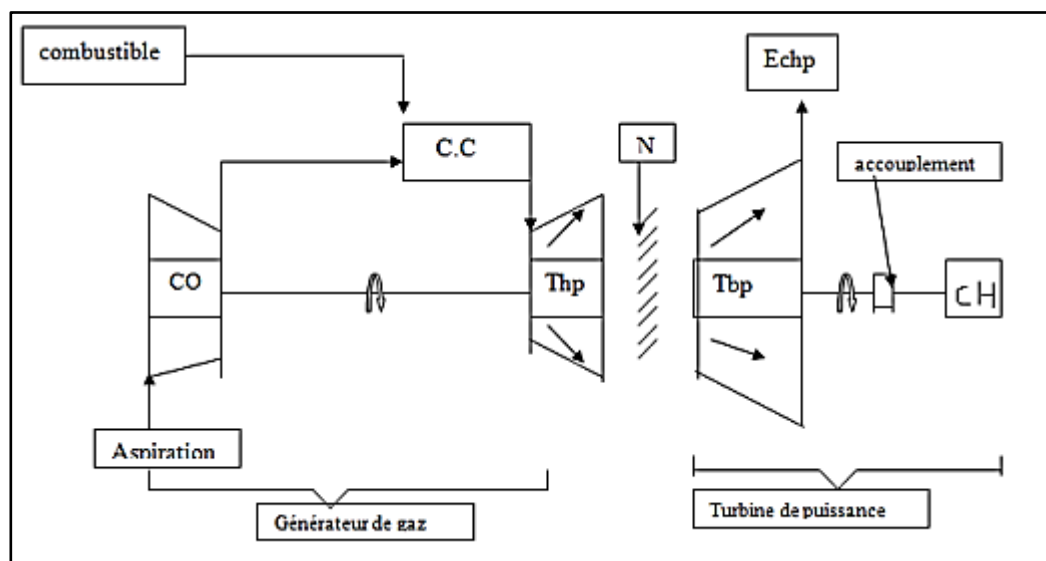
CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbine à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge



Figure(II.5) : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

III- Turbine à Vapeur

Une turbine à vapeur utilise, comme son nom l'indique, la vapeur comme fluide de propulsion. La turbine à vapeur est un moteur à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. [19]



Figure(II.6) : Turbine à vapeur

III-1- Avantages et inconvénients [19]

a- Avantages

Le principal avantage des turbines à vapeur est d'être un moteur à combustion externe. De ce fait, tous les combustibles (gaz, fioul, charbon, déchets, chaleur résiduelle) et notamment les moins chers peuvent être utilisés pour l'alimenter en vapeur. Le chauffage peut même se faire par énergie solaire. Le rendement peut atteindre des valeurs assez élevées d'où des frais de fonctionnement réduits.

b- Inconvénients

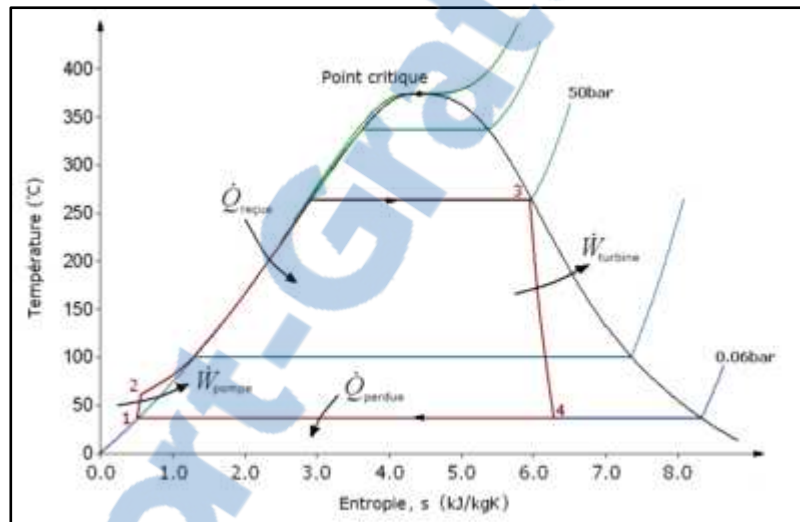
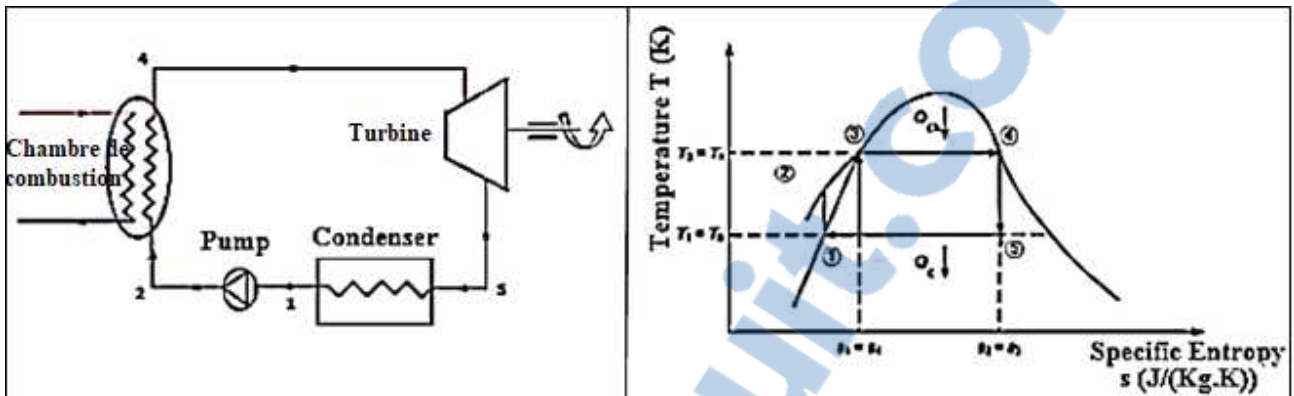
Le coût et la complexité des installations, les réservent le plus souvent à des installations de puissance élevée pour bénéficier d'économies d'échelle. Hormis des cas particuliers, les moteurs et turbines à gaz sont mieux adaptés en dessous d'environ 10 MW.

Le refroidissement du condenseur nécessite des grands débits d'eau ou des aéroréfrigérants encombrants ce qui limite d'emblée leur domaine d'emploi aux installations fixes ou navales.

III-2- Cycle de turbine à vapeur

Le cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique endoréversible qui comprend deux isobares et deux adiabatiques.



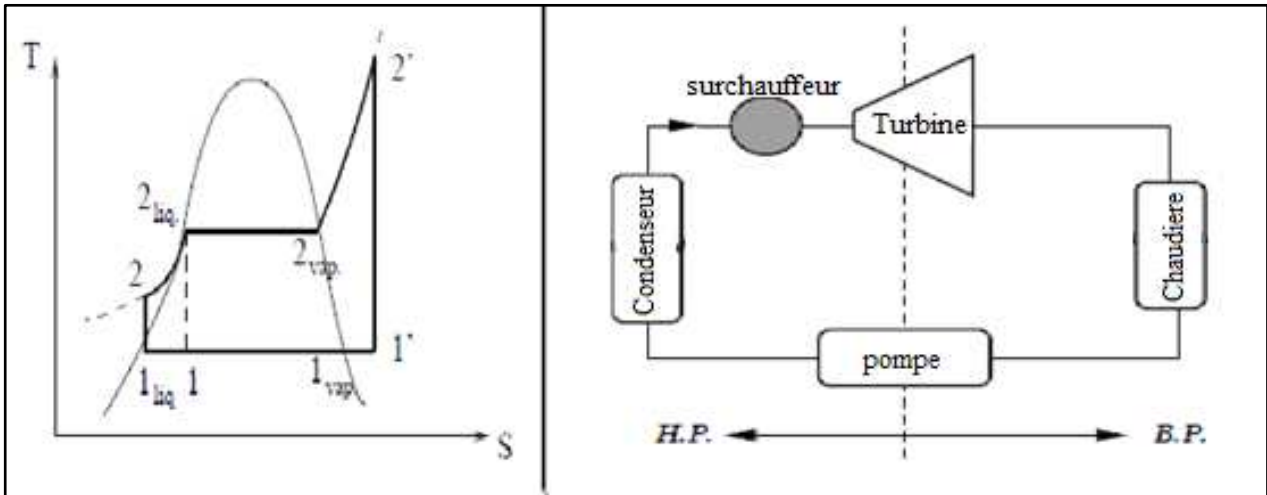
Figure(II.7) : Diagramme entropique du cycle de Rankine

- 1→2 : Compression adiabatique et réversible (isentropique).
- 2→3 : Vaporisation isobare et irréversible.
- 3→4 : Détente adiabatique et réversible (isentropique).
- 4→1 : Liquéfaction isobare et irréversible.

Cycle de Hirn est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique.

Ce cycle il à deux avantages :

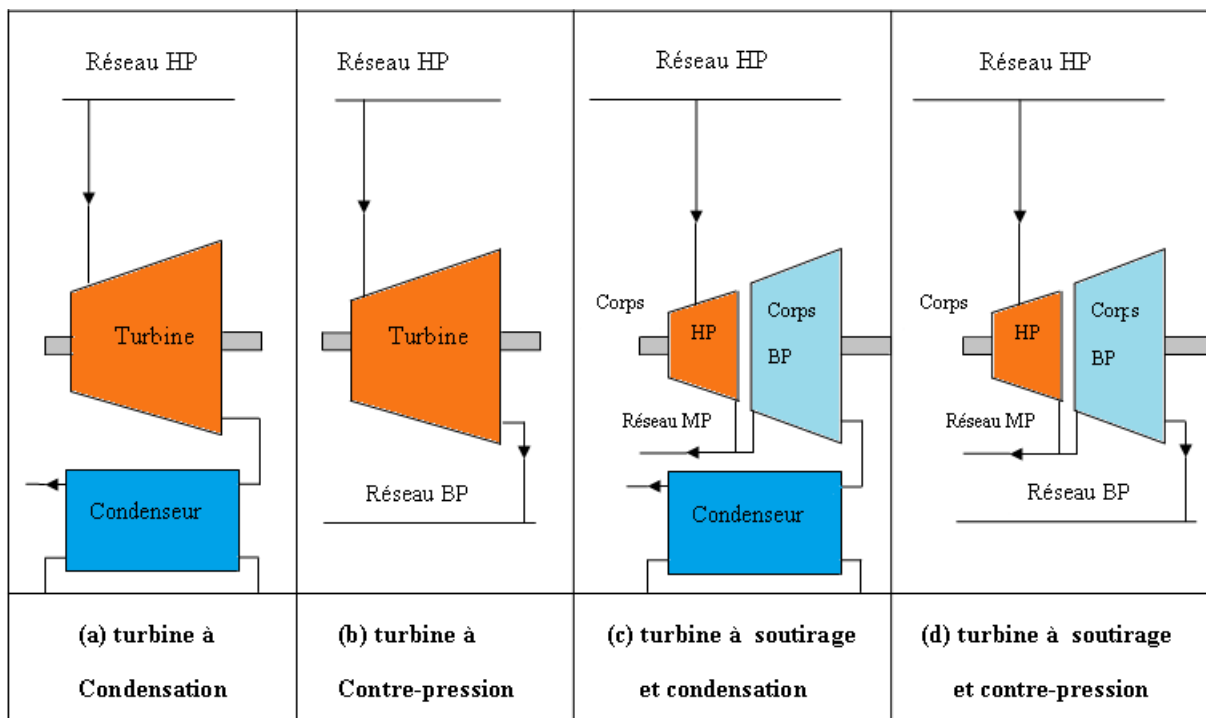
1. la surchauffe augmente la température (l'énergie) de la vapeur en début de détente.
2. la détente est effectuée en régime sec.



Figure(II.8) : Cycle de Hirn

III-3- Différents types de turbines à vapeur [20]

D'après leur utilisation, on a 4 catégories de turbine à vapeur



Figure(II.9) : Types de turbine à vapeur

- a) **Turbines à condensation**, dans lesquelles la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression voisine de 0,02 à 0,04 bar, puis liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est surtout utilisé dans les installations de production de force motrice.
- b) **Turbines à contre-pression**, dans lesquelles la vapeur est détendue de la pression HP (> 40 bars) jusqu'à une pression BP (de l'ordre de 4 bars). Ce type de turbine permet de produire de la puissance mécanique ou de l'électricité grâce aux hautes températures et pression que l'on peut obtenir dans une chaudière, tout en utilisant l'enthalpie résiduelle pour des procédés divers.

- c) **Turbines à soutirage et condensation**, dans lesquelles la vapeur subit une détente partielle jusqu'à une moyenne pression (environ 20 bars) dans un corps haute pression. Une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans un corps basse pression, comme dans une turbine à condensation.
- d) **Turbines à soutirage et contre-pression**, dont la vapeur s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée.

IV- Turbine à hydraulique

Les turbines hydrauliques savent à transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie mécanique lors de l'écoulement de l'eau d'un réservoir supérieur à un réservoir inférieur. Il existe plusieurs types de turbines hydrauliques, regroupés en deux catégories : les turbines à action et les turbines à réaction.

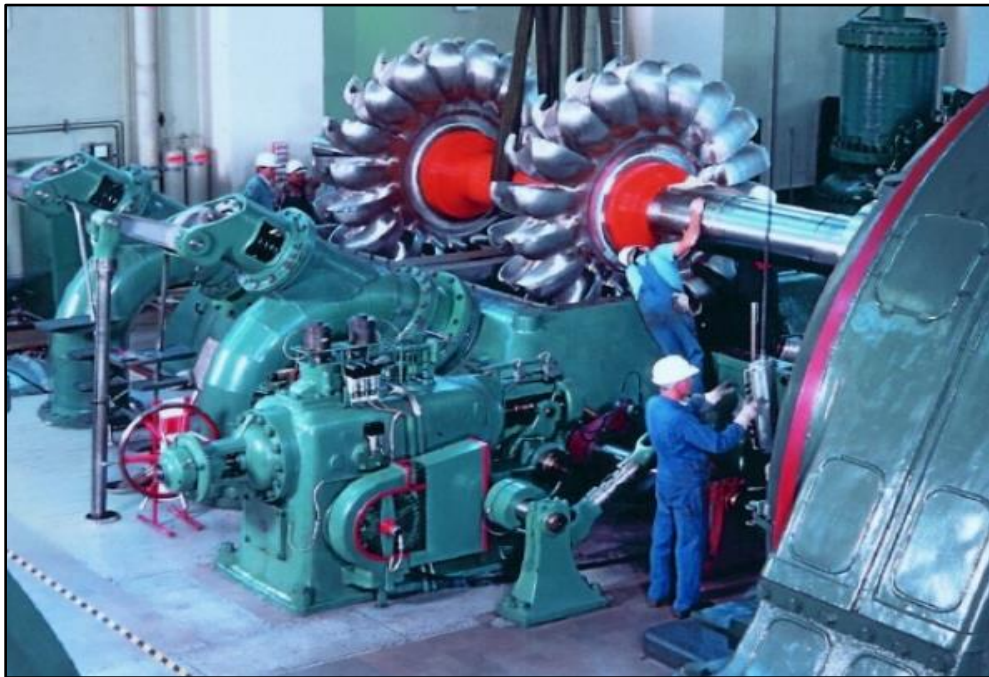
IV-1- Différents types de turbines hydrauliques

D'après leurs utilisations, on a 2 catégories de turbine hydrauliques :

- **Turbine à action**

➤ Turbine Pelton

Elle fonction selon le principe suivant L'énergie potentielle de l'eau est transformée en jet qui frappe une roue, constituée principalement de godets et d'un moyeu, et l'entraîne en rotation La turbine à action est dénoyée, elle n'est pas entourée d'eau. L'énergie produite dépend uniquement des conditions de l'écoulement avant la roue.



Figure(II.10) : Turbine hydraulique de type Pelton

➤ **Turbine à vortex**

A été inventée par l'ingénieur britannique James Thomson Utilisée dans un bassin, elle est dotée d'un canal d'amenée qui conduit l'eau de la rivière dans un bassin de rotation circulaire. Un tourbillon / vortex se forme et le rotor tourne en entraînant un générateur qui va produire l'électricité. Adaptée aux basses chutes à débits variables. Efficacité 83 %.



Figure(II.11) : Turbine vortex

• **Turbines à réaction**

Fonctionnent complètement immergées. Le transfert d'énergie à la turbine dépend des conditions de l'écoulement avant et après la roue. Les turbines à réaction les plus fréquemment rencontrées sont les turbines Francis et les turbines axiales. La turbine axiale peut avoir les aubes fixes (turbine hélice) ou mobiles (turbine Kaplan).



Figure(II.12) : Turbine Francis

V- Description de la turbine à gaz MAN

La THM est une turbine à gaz à deux arbres qui travaille selon le principe conventionnel et simple de la combustion à une pression constante.

V-1- Caractéristiques de la turbine à gaz MAN

Marque	Générale électrique
Turbine à gaz série du model	MAN THM 1304
Application du turbin	Entrainement mécanique d'un compresseur
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens inverse d'horloge
Type de fonctionnement	Continue
Vitesse de l'arbre	11000 tr/m pour HP – 9000tr/m pour BP
Commande	SIMATIC de la société Siemens

❖ Section compresseur

Nombre d'étages de compresseur	10
Type de compresseur	écoulement axiale série lourd
Plan de joint	bride horizontale
Type des aubes directrices à l'entrée	Variable

❖ Section de combustion

Type	Deux chambres extérieures
Configuration des chambres	Concentrique autour du compresseur
Combustible	gaz naturel
Bougies d'allumage	Quatre électrodes d'allumage

❖ Section turbine

Nombre d'étages de turbine	2(deux arbres)
Plan de joint	Horizontale

❖ **Données nominales de la plaque**

Consommation calorifique	12330KJ/KWH
Rendement	29.2%
Taux de compression	10
Débit massique de refoulement	45.3KG/S
Température du gaz d'échappement	500°C
Température d'admission	15°C ou 288 K
Puissance	13MW



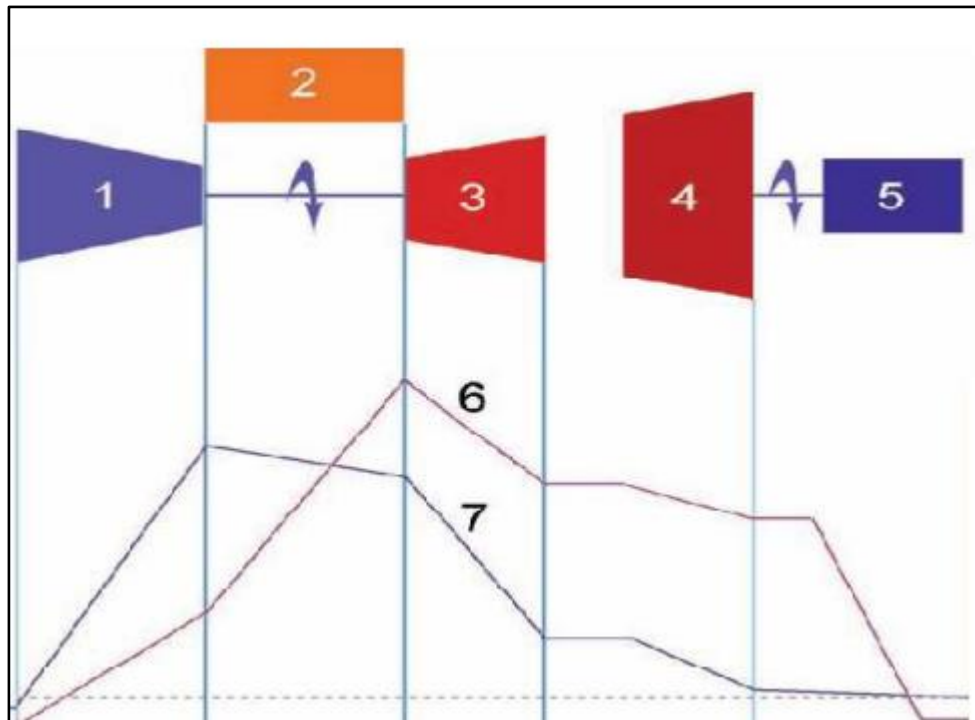
Figure(II.13) : Turbine à gaz MAN THM 1304

V-2- Principe de fonctionnement [19-20]

La THM, est une turbine à gaz à deux arbres, qui travaille selon le principe conventionnel et simple de la combustion à une pression constante. Ce principe, voir figure ci-dessous, comprend les étapes suivantes :

- ❖ Une compression adiabatique de l'air, sans absorption ou dégagement de chaleur, dans un compresseur axial-centrifuge.
- ❖ Une combustion d'un mélange à pression constante dans deux chambres de combustion. Le mélange se compose de l'air qui sort du compresseur et du combustible (combustible liquide ou gaz combustible), qui est amené dans les chambres de combustion par l'intermédiaire d'injecteurs.

- ❖ La première détente des gaz chauds sous pression, en provenance des chambres de combustion, se fait dans une turbine à contre-pression à deux étages, appelée turbine à haute pression (turbine HP) et qui sert à entraîner le compresseur axial-centrifuge.
- ❖ La deuxième détente des gaz chauds, en provenance de la turbine HP, se fait dans une deuxième turbine à contre-pression appelée turbine à basse pression ou turbine libre (turbine BP ou TL). Celle-ci fournit l'énergie nécessaire à l'entraînement d'une opératrice, comme un compresseur de pipeline ou un alternateur, par le biais d'un arbre qui n'est pas relié à la turbine HP du générateur de gaz.



Figure(II.14) : Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------------|
| 1- Compresseur de générateur de gaz. | 5 -Machine opératrice. |
| 2- Chambre de combustion. | 6 -Allure des températures. |
| 3- Turbine de générateur de gaz. | 7- Marche de pression. |

V-3- Principaux composants d'une turbine à gaz MAN [2]-[21]

❖ Carter d'admission du compresseur

Le carter d'admission du compresseur est réalisé en une pièce avec quatre entretoises creuses reliant le carter intérieur au carter extérieur. Le carter d'admission reçoit le palier avant GG pour loger le rotor. En plus, le carter d'admission comprend 18 aubes statoriques (IGV - Inlet Guide Vane) et un mécanisme pour leur réglage. La première rangée d'aubes statoriques du compresseur GG est réglable sur la THM 1304 et permet de régler le débit d'air (surtout pendant les processus de démarrage et d'arrêt et en fonctionnement à charge partielle). Grâce à la régulation, on obtient un rendement de compresseur GG optimal sur toute la plage de vitesse.

Le mécanisme de réglage est actionné en fonction de la vitesse GG sur initiation de la régulation TAG par un moteur pas à pas à entraînement électrique.



Figure(II.15) : Carter d'admission du compresseur

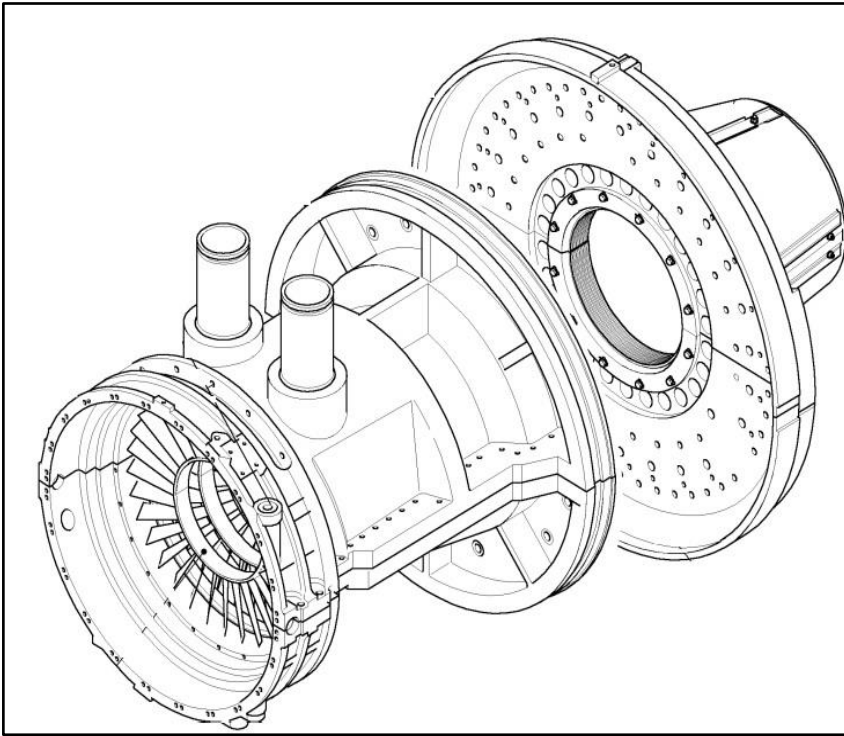
❖ Compresseur [2]-[21]

Le compresseur de la THM 1304 qui fournit l'air nécessaire à la combustion et au refroidissement est un compresseur axial à 10 étages avec un étage centrifuge et comprend essentiellement les éléments suivants :

- ✓ Carter principal (en 2 éléments),
- ✓ stator (en 2 éléments),
- ✓ rotor axial.

L'air passe par les différents étages du compresseur axial et est ainsi comprimé. Dû à la compression, la température de l'air augmente. La roue centrifuge du rotor compresseur redresse ensuite l'écoulement d'air de 90 degrés et le fait passer par un diffuseur qui réduit la vitesse d'écoulement, pour l'amener dans la chambre de tranquillisation (voir fig).

La chambre de tranquillisation est formée par le carter du stator de compresseur et le carter principal GG. Ensuite, la plus grande partie de l'air y contenu parvient dans les chambres de combustion par l'intermédiaire de deux coudes. L'air résiduel est acheminé par des veines et trous pour refroidir la turbine HP qui entraîne le rotor du compresseur.



Figure(II.16) : Construction du compresseur

❖ Section de combustion [2]-[21]

La section combustion comporte les éléments suivants :

- Corps de chambre de combustion

Le corps de chambre de combustion représente le carter extérieur conducteur de pression de la chambre de combustion .Le corps de chambre de combustion se compose de l'enveloppe de chambre et de la calotte de chambre de combustion. L'enveloppe de chambre supporte et centre le tube à flamme situé à l'intérieur et conduit l'air du compresseur au brûleur qui se trouve dans la calotte de la chambre de combustion.

Dans la partie inférieure conique du corps de chambre de combustion est soudé le coude d'admission par lequel passe l'air du compresseur pour arriver dans la chambre de combustion.

- Tube à flamme

Le tube à flamme délimite l'espace de la génération, du mélange et de la transmission des gaz de combustion. C'est dans le tube à flamme que se déroule la combustion proprement dite. Les gaz chauds sont acheminés au tube mélangeur aval.

Le tube à flamme ouvert en bas se compose de la calotte de tube à flamme et de l'enveloppe extérieure cylindrique avec revêtement céramique sous forme de pierres. Celles-ci reposent ensemble en sens vertical sur un anneau-support de pierres refroidi et sont tenues par paire en sens horizontal moyennant des supports de pierres à ressort.

- Tube mélangeur

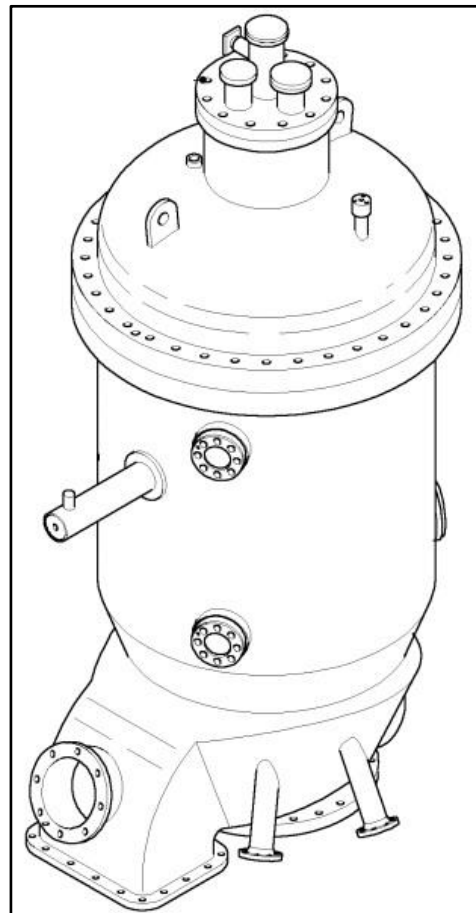
Le tube mélangeur en une pièce conduit les gaz chauds sortant du tube à flamme au manche à gaz sous-jacent qui rassemble les flux de gaz chauds des deux chambres de combustion et les conduit à la grille directrice d'entrée de la turbine HP.

- Brûleur hybride

Le brûleur hybride est relié avec la calotte de la chambre de combustion et dépasse dans une ouverture centrale du tube à flamme ou du fond de tube à flamme avec la grille diagonale. L'étanchéité entre le brûleur hybride et le fond du tube à flamme est assurée à l'aide d'un segment de piston.

- Les injecteurs de brûleur de diffusion pour le fonctionnement des brûleurs de diffusion,
- Les injecteurs de brûleur de pré mélange pour le fonctionnement des brûleurs de pré mélange
- Les injecteurs de brûleur pilote pour la stabilisation des flammes de Pré mélange dans la zone à faibles rapports d'air – combustible.

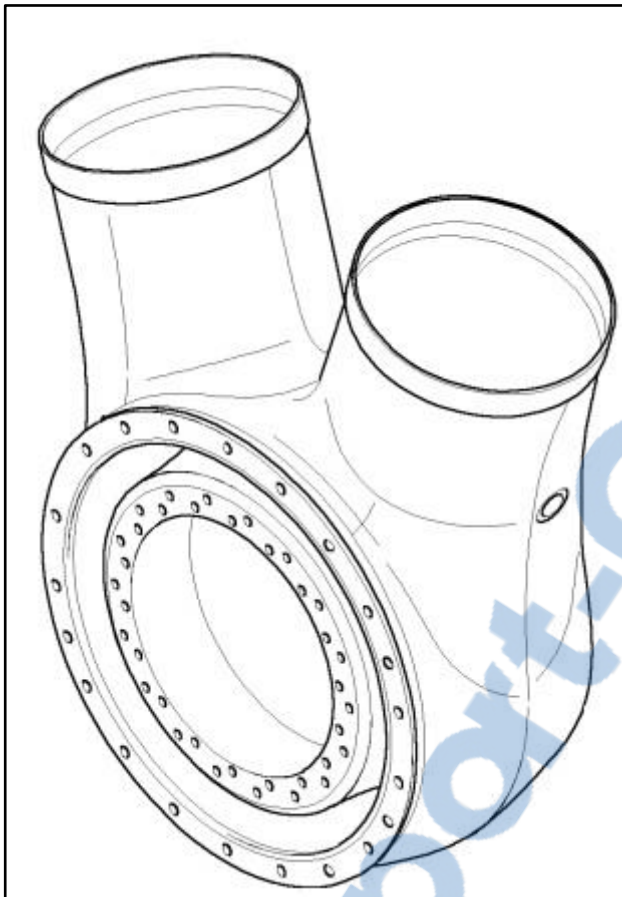
Le brûleur hybride est relié avec la calotte de la chambre de combustion et dépasse dans une ouverture centrale du tube à flamme ou du fond de tube à flamme avec la grille diagonale. L'étanchéité entre le brûleur hybride et le fond du tube à flamme est assurée à l'aide d'un segment de piston.



Figure(II.17) : Chambre de combustion

- Manche à gaz

Le manche à gaz amène les gaz d'échappement chauds en provenance de la chambre de combustion dans la turbine HP. A l'extérieur, le manche à gaz est refroidi à l'air qui a été amené auparavant dans les chambres de combustion, en passant par la chambre de tranquillisation, pour refroidissement des tubes à flamme. Un raccordement de drainage se trouve dans la partie inférieure du manche à gaz.



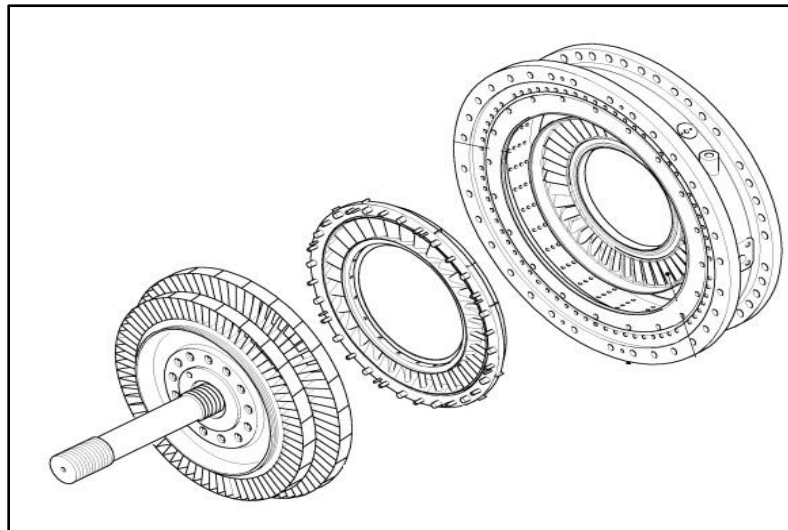
Figure(II.18) : Manche à gaz

- ❖ Section turbine [21]

Turbine HP

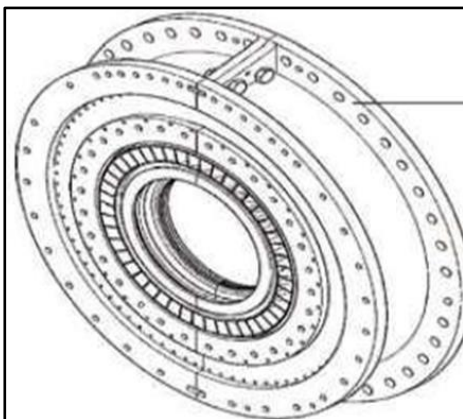
La turbine HP du générateur de gaz (une turbine à contre-pression à deux étages et flux axial) comprend les éléments suivants :

- Stator HP1,
- Rotor de turbine HP
- Stator HP2 (en 2 pièces, plan de joint vertical).

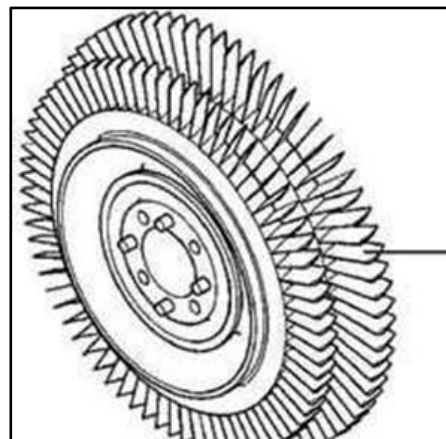


Figure(II.19) : Turbine HP

- Stator HP1 : Le stator HP1 en une pièce, qui est centré sur le carter principal GG au moyen de 8 boulons, se compose d'un anneau porteur intérieur et d'un anneau porteur extérieur ainsi que d'aubes directrices HP1. L'anneau intérieur est vissé avec le manche à gaz et l'anneau extérieur avec le carter principal GG.



Figure(II.20) : Carter de stator HP2



Figure(II.21) : Rotor de turbine HP

- Rotor de turbine HP : Le rotor de turbine HP comprend deux disques et les aubes mobiles HP1 et HP2 qui sont placées dans des logements en forme de sapin.

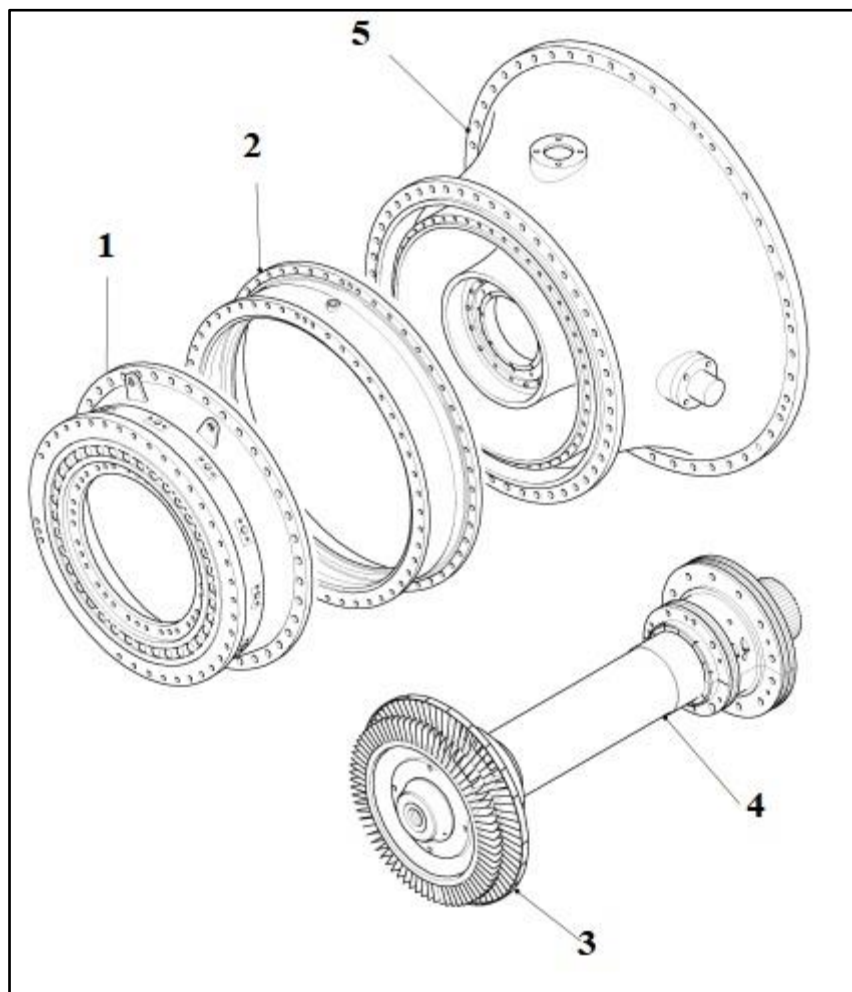
Turbine BP

La turbine BP est une turbine à contre-pression à deux étages et flux axial qui convertit l'énergie contenue dans les gaz d'échappement du générateur de gaz en un mouvement de rotation et transmet celui-ci à la machine opératrice par l'intermédiaire de l'accouplement petite vitesse.

La turbine BP se compose les éléments suivant :

1. Stator BP1,
2. Stator BP2,
3. Rotor de turbine BP,
4. Arbre turbine BP
5. Carter principal BP

La figure montre la construction modulaire de la turbine BP.



Figure(II.22) : Construction modulaire de la turbine libre

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 la turbine à gaz sur laquelle nous travaillons type THM MAN 1304.

Chapitre III

***Etude thermodynamique de la turbine
à gaz MAN THM 1304***

Chapitre III

Etude thermodynamique de la turbine à gaz MAN THM 1304

I- Introduction

A partir de la fiche technique et à l'aide des exploitants aux niveaux de CSC qui nous ont donné les paramètres de la turbine MAN THM1304 on va déterminer dans ce chapitre le rendement ainsi que le pourcentage d'émission des gaz, on utilisant des formules thermodynamiques dans des conditions opératoires avec des températures et débit réels.

II- Caractéristiques de la turbine MAN THM 1304

Les paramètres de fonctionnement de la MAN THM 1304 donnés par le constructeur dans les conditions ISO :

Tableau(III.1) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MAN THM 1304 [2]

Puissance	KW	13000
T3 max	°C et K	1300 1573
T4 max	°C et K	500 773
Excès d'air E	%	200 500
Le taux de compression P2/P1		14
Débit d'air à 15°C	Kg/h	144000
Débit de combustible	Kg/h	2844
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	Kcal/kg	10590
Rendement de la chambre de combustion	%	98
Rendement du compresseur axial	%	92
Rendement de détente	%	90
Rendement total de la turbine	%	34
δ de l'air		1,4

III- Données du problème

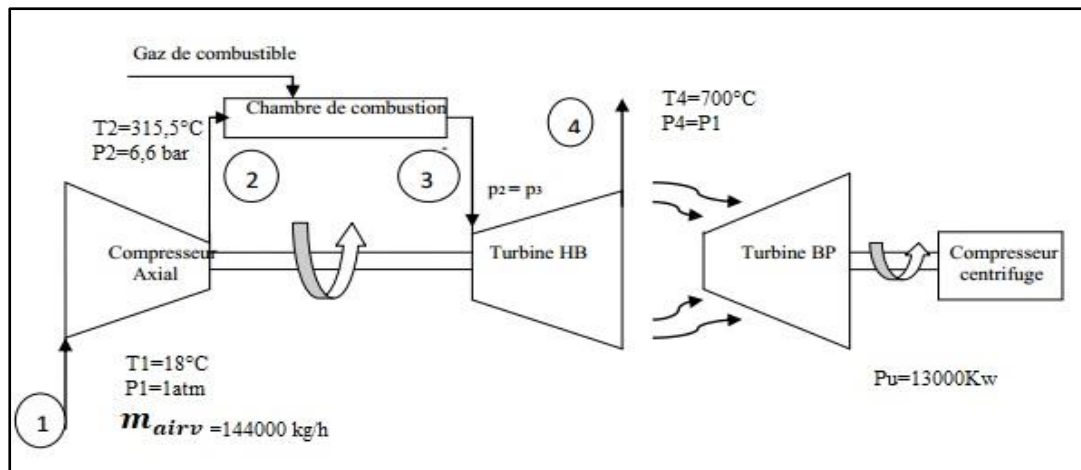
On a comme donnée de problème :

$$T_1 = 18^\circ\text{C} \quad P_1 = 1\text{atm}$$

$$T_2 = 315.5^\circ\text{C} \quad P_2 = P_3 = 6,6\text{ bar}$$

$$T_4 = 700^\circ\text{C} \quad P_4 = P_1$$

$$P_u = 13000\text{KW}$$



Figure(III.1) : Schéma des données du problème de la turbine MAN THM 1304

III-1- Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine P_t [2]

➤ Calcul de rendement η_{ca} :

$$\eta_{ca} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (III.1)$$

Pour une compression isentropique :

$$\frac{T_{nth}}{T_{n-1}} = \left(\frac{P_n}{P_{n-1}} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}} \quad (III.2)$$

➤ Taux de compression :

$$\varepsilon = \frac{P_n}{P_{n-1}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{6.6}{1} = 6.6 \quad (III.3)$$

$$T_{2th} = T_1 \times \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

$$T_{2th} = (18 + 273) \times 6.6^{\frac{0.4}{1.4}}$$

$$T_{2th} = 498.94 \text{ k} \quad T_{2th} = 225.94 \text{ °c}$$

$$T_{2r} = T_2 = 315.5 + 273 = 588.5 \text{ k}$$

$$\eta_{ca} = \frac{498.94 - 291}{588.5 - 291}$$

$$\eta_{ca} = 0.70 = 70\%$$

- Calcul de la puissance total de la turbine P_t :

$$P_T = P_u + P_{ca} \quad (III.4)$$

$$P_{ca} = m_{air} \times W_{ca} \quad (III.5)$$

$$W_{ca} = C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1) \quad (III.6)$$

- La chaleur spécifique massique de l'air

$$C_{p_{air}} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T + 1.147 \times 10^{-6} \times T^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T^3}{29} \quad (III.7)$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{C_{p_{air}(T_{2r})} + C_{p_{air}(T_1)}}{2} \quad (III.8)$$

$$C_{p_{air}(T_1)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_1 + 1.147 \times 10^{-6} \times T_1^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_1^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_1)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 291 + 1.147 \times 10^{-6} \times 291^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 291^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_1)} = 0.2391 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

$$C_{p_{air}(T_{2r})} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_{2r} + 1.147 \times 10^{-6} \times T_{2r}^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_{2r}^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_{2r})} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 588.5 + 1.147 \times 10^{-6} \times 588.5^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 588.5^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_{2r})} = 0.2514 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

- Donc :

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{C_{p_{air}(T_{2r})} + C_{p_{air}(T_1)}}{2} \quad (III.10)$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{0.2514 + 0.2391}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = 0.24525 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

$$W_{ca} = C_{p_{airmoy(T_{2r}, T_1)}} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W_{ca} = 0.24525 \times (588.5 - 291)$$

$$W_{ca} = C_{p_{airmoy(T_{2r}, T_1)}} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$W_{ca} = 72.9618 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

$$W_{ca} = 72.9618 \times 4.18 = 304.97 \text{ kJ/kg}$$

III-2- Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial [2]

$$\rho_{air}^T = \rho_{air}^{T=0} \times \left(\frac{273}{273+T} \right) \quad (\text{III.11})$$

➤ Pour $T=0^\circ\text{C}$ on à $\rho_{air} = 1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

➤ Pour $T=15^\circ\text{C}$ on à

$$\rho_{air}^{15} = 1.29 \times \left(\frac{273}{273 + 15} \right)$$

$$\rho_{air}^{15} = 1.22 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_{air} = m_{airv} \times \rho_{air}^T \quad \leftrightarrow \quad m_{airv} = \frac{m_{air}}{\rho_{air}^T}$$

$$m_{airv} = \frac{144000}{1.22} \quad \leftrightarrow \quad m_{airv} = 118032.78 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

➤ Pour $T=18^\circ\text{C}$

(On utilise la relation 11 pour calculer ρ_{air}^{18})

$$\rho_{air}^{18} = 1.29 \times \left(\frac{273}{273 + 18} \right)$$

$$\rho_{air}^{18} = 1.21 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_{\text{air}} = m_{\text{airv}} \times \rho_{\text{air}}^{18} \quad (\text{III.12})$$

$$m_{\text{air}} = 118032.78 \times 1.21$$

$$m_{\text{air}} = 142819.66 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

➤ Calcul de P_{ca} :

$$P_{\text{ca}} = \frac{[(m_{\text{air}} \times W_{\text{ca}})] \times 4.18}{3600} \quad (\text{III.13})$$

$$P_{\text{ca}} = \frac{[(142819.66 \times 72.9618)] \times 4.18}{3600}$$

$$P_{\text{ca}} = 12099.21 \text{ kw}$$

➤ Calcul de P_{T} :

$$P_{\text{T}} = P_{\text{ca}} + P_{\text{u}}$$

$$P_{\text{T}} = 12099.21 + 13000$$

$$P_{\text{T}} = 25099.21 \text{ kw}$$

III-3- Calcul de débit du combustible (m_{c}) [2]

$$P_{\text{T}} = (H_3 - H_4) \times (m_{\text{air}} + m_{\text{c}}) \quad (\text{III.14})$$

$$H_3 = \frac{P_{\text{T}}}{m_{\text{air}} + m_{\text{c}}} + H_4 \quad (\text{x}_1) \quad (\text{III.15})$$

$$H_3 \times (m_{\text{air}} + m_{\text{c}}) - H_2 \times m_{\text{air}} = (\text{PCI} + H_{\text{c}}) \times m_{\text{c}} \times \eta_{\text{cc}} \quad (\text{III.16})$$

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_{\text{c}}) \times m_{\text{c}} \times \eta_{\text{cc}} + H_2 \times m_{\text{air}}}{(m_{\text{air}} + m_{\text{c}})} \quad (\text{x}_2) \quad (\text{III.17})$$

On met (x1)-(x2) :

$$m_{\text{c}} = \frac{[P_{\text{T}} + (H_4 - H_2) \times m_{\text{air}}]}{[(\text{PCI} + H_{\text{c}}) \times \eta_{\text{cc}}] - H_4} \quad (\text{III.18})$$

Calcul de H_2 :

$$H_2 = C_{p_{air}(T_{2r})} \times T_{2r} \quad (III.19)$$

$$H_2 = 0.2514 \times 315.5 H_2 = 79.32 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_2 = 79.32 \times 4.18 \quad \leftrightarrow \quad H_2 = 331.56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Calcul de H_4 :

$$H_4 = C_{p_{air}(T_{4r})} \times T_{4r} \quad (III.20)$$

$$T_{4r} = T_4 = 700 + 273 = 973 \text{ K}$$

$$C_{p_{air}(T_{4r})} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_{4r} + 1.147 \times 10^{-6} \times T_{4r}^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_{4r}^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_{2r})} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 973 + 1.147 \times 10^{-6} \times 973^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 973^3}{29}$$

$$C_{p_{air}(T_{4r})} = 0.2697 \frac{\text{kcal}}{\text{kg K}}$$

$$H_4 = C_{p_{air}(T_{4r})} \times T_{4r}$$

$$H_4 = 0.2679 \times 700$$

$$H_4 = 187.53 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \leftrightarrow \quad H_4 = 187.53 \times 4.18 \quad \leftrightarrow \quad H_4 = 783.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

* Calcul de H_c :

$$H_c = C_{p_{fg}} \times T_{amb} \quad (21)$$

$$H_c = 0.1014 \times 18$$

$$H_c = 1.8252 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad H_c = 1.8252 \times 4.18 \quad H_c = 7.6293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

* Calcul de PCI :

Le poids moléculaire moyen du gaz combustible :

$$PM_{\text{moy}} = \sum M_i \times Y'_{i \text{ mol}} \quad (\text{III.22})$$

Fraction Massique :

$$Y'_{i \text{ massique}} = \frac{(M_i * Y'_{i \text{ mol}})}{\sum (M_i * Y'_{i \text{ mol}})} \quad (\text{III.23})$$

Pouvoir calorifique inférieur moyen :

$$PCI_{\text{moy}} = \sum PCI_i * Y'_{i \text{ mol}} \quad (\text{III.24})$$

Tableau(III.2): Composition et caractéristique du gaz de combustion

Constitution de gaz	$Y'_{i \text{ mol}}$	Masse molaire $M_i (\frac{\text{kg}}{\text{kmol}})$	$M_i * Y'_{i \text{ mol}}$	$Y'_{i \text{ massique}}$	PCI ($\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$)	PCI* $Y'_{i \text{ mol}}$ ($\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$)
CH ₄	0.8354	16	13.37	0.682	8570	7159.37
C ₂ H ₆	0.0774	30	2.32	0.118	15408	1192.58
C ₃ H ₈	0.0138	44	0.61	0.031	22284	307.52
iC ₄ H ₁₀	0.0022	58	0.13	0.007	29511	64.92
nC ₄ H ₁₀	0.0019	58	0.11	0.006	29643	56.32
iC ₅ H ₁₂	0.0004	72	0.03	0.0015	37917	15.17
nC ₅ H ₁₂	0.0002	72	0.01	0.0005	38049	7.61
nC ₆ H ₁₄	0.0001	86	0.01	0.0005	46518	4.65
C ⁷⁺	0.0007	100	0.07	0.0036	57896	40.53
N ₂	0.0073	28	0.20	0.010	00	0.00
CO ₂	0.0623	44	2.74	0.140	0	0.00
	1		PM _{moy} = 19.6			PCI _{moy} = 8848.67

$$PCI = \frac{PCI_{moy}}{\rho} \quad (III.24)$$

$PM_{moy} = 19.6$ Donc la masse volumique de fuel gaz $\rho = 0.89 \frac{kg}{m^3}$

$$PCI = \frac{8848.67}{0.89}$$

$$PCI = 9942.32 \frac{kcal}{kg} \leftrightarrow PCI = 9942.32 \times 4.18 \leftrightarrow PCI = 41558.89 \frac{kJ}{kg}$$

Calcul m_c :

$$m_c = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) \times m_{air}]}{[(PCI + H_c) \times \eta_{cc}] - H_4} \quad (III.25)$$

$$m_c = \frac{[25099.21 + (783.87 - 331.56) \times (142819.66/3600)]}{[(41558.89 + 7.6293) \times 0.98] - 783.87}$$

$$m_c = 1.077 \frac{kg}{s} \leftrightarrow m_c = 3877.2 \frac{kg}{h}$$

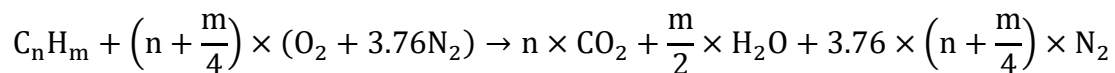
III-4- Calcul de débit d'air stœchiométrique [2]

Y'_{mol} d' O₂ dans l'air = 21 % alors :

$$Y'_{i \text{ massique } O_2} = \frac{0.21 \times 32}{29}$$

$$Y'_{i \text{ massique } O_2} = 0.23 \frac{kg \text{ de } O_2}{kg \text{ d'air}}$$

Selon la réaction de combustion :



Alors :

$$m_{O_2} = \frac{M_2 \times \left(n + \frac{m}{4}\right) \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_i}$$

Dans le Tableaux suivant la masse d'O₂ de chaque constituant :

Constituant	Masse d'O ₂ consommé par constituant (kg)
C ⁷⁺	0.0140
N ₂	0
CO ₂	0
CH ₄	2.728
C ₂ H ₆	0.441
C ₃ H ₈	0.113
iC ₄ H ₁₀	0.025
nC ₄ H ₁₀	0.021
iC ₅ H ₁₂	0.0053
nC ₅ H ₁₂	0.0024
nC ₆ H ₁₄	0.0014
Total	3.351

$$m_{\text{air stech}} = \frac{3.351}{0.23}$$

$$m_{\text{air stech}} = 14.57 \frac{\text{kg}_{\text{air}}}{\text{kg}_c}$$

Valeur d'excès d'air :

$$E = \frac{m_{\text{air}}}{m_c \times m_{\text{air stech}}} \quad (\text{III.26})$$

$$E = \frac{142819.66}{3877.2 \times 14.57}$$

$$E = 2.528 \quad \rightarrow \quad E = 252.8\%$$

III-6- Calcule de l'enthalpie en fonction du débit de combustible [2]

Après la détermination du débit de combustible consommé, nous pouvons calculer l'enthalpie H₄ en tenant compte du CP_{gaz d'échappement} qui sera calculé en fonction de la valeur d'excès d'air selon la relation.

$$CP_{\text{gaz d'échappement}} = \frac{[0.9718 + \left(\frac{0.044}{E}\right) + \left(\frac{0.0536}{E+0.0827}\right) \times \left(\frac{T_{4r}}{1000}\right)]}{4.18} \quad (\text{III.27})$$

$$CP_{\text{gaz d'échappement}} = \frac{\left[0.9718 + \left(\frac{0.044}{2.528}\right) + \left(\frac{0.0536}{2.528 + 0.0827}\right) \times \left(\frac{677.82 + 273}{1000}\right)\right]}{4.18}$$

$$CP_{\text{gaz d'échappement}} = 0.2413 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

Donc la valeur de H_4 devient :

$$H'_4 = CP_{\text{gaz d'échappement}} \times T_{4r} \quad (\text{III.28})$$

$$H'_4 = 0.2413 \times 700$$

$$H'_4 = 168.91 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \rightarrow = 706.04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Alors la valeur de réelle du débit de combustible est :

$$m'_c = \frac{[P_T + (H'_4 - H_2) \times m_{\text{air}}]}{[(PCI + H_c) \times \eta_{cc}] - H'_4} \quad (\text{III.29})$$

$$m'_c = \frac{[25099.21 + (706.04 - 331.56) \times (142819.66/3600)]}{[(41558.89 + 7.6293) \times 0.98] - 706.04}$$

$$m'_c = 0.998 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \leftrightarrow \quad m'_c = 3592.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Nous remarquons que le débit de combustible calculé avec H'_4 est légèrement supérieur à celui calculé avec H_4 . Donc on peut considérer que les gaz d'échappement contiennent un débit d'excès d'air important.

* Calcul d'enthalpie H_3 et la température T_3

$$H_3 = \frac{(PCI + H_c) \times m'_c \times \eta_{cc} + H_2 \times m_{\text{air}}}{(m_{\text{air}} + m'_c)}$$

$$H_3 = \frac{(41558.89 + 7.6293) \times 3592.8 \times 0.98 + 331.56 \times 142819.66}{(142819.66 + 3592.8)}$$

$$H_3 = 316.51 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad \leftrightarrow \quad H_3 = 1323.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$C_{p_{t3}} = \left[0.9718 + \left(\frac{0.044}{E} \right) + \left(\frac{0.0536}{E+0.0827} \right) \times \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right] \quad (\text{III.30})$$

$$C_{p_{t3}} = \left[0.9718 + \left(\frac{0.044}{2.528} \right) + \left(\frac{0.0536}{2.528 + 0.0827} \right) \times \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right]$$

Calcul T_3

On à

$$H_3 = C_{p_{t3}} \times (T_3 - 273) \quad (\text{III.31})$$

$$H_3 = \left[0.9718 + \left(\frac{0.044}{2.528} \right) + \left(\frac{0.0536}{2.528 + 0.0827} \right) \times \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right] \times (T_3 - 273)$$

$$H_3 = \left[0.9892 + 0.0205 \times \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right] \times (T_3 - 273)$$

$$H_3 = 0.9892 \times T_3 + 2.05 \times 10^{-5} \times T_3^2 - 270.05 - 559.65 \times 10^{-5} \times T_3$$

$$H_3 = 2.05 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0.9836 \times T_3 - 270.05$$

$$2.05 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0.9836 \times T_3 - 270.05 - 1323.02 = 0$$

$$2.05 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0.9836 \times T_3 - 1593.07 = 0$$

$$T_3 = 1568.36 \text{ k} \quad \leftrightarrow \quad T_3 = 1295.36 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calcul $C_{p_{t3}}$:

$$C_{p_{t3}} = \frac{H_3}{T_3} \quad (\text{III.32})$$

$$C_{p_{t3}} = \frac{316.51}{1295.36} \quad C_{p_{T_3}} = 0.2443 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \quad C_{p_{T_3}} = 1.0212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

III-7- Calcul du rendement de la détente η_d [2]

Le rendement de la détente se calcul avec la relation suivante :

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4Th}} \quad (\text{III.33})$$

Calcul T_{4Th} :

$$T_{4Th} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} \times T_3 \quad (\text{III.34})$$

Calcul λ :

On à : $\lambda = \frac{C_p}{C_v}$ avec $r = C_p - C_v$

$$C_v = \frac{C_p}{\lambda} \quad C_v = C_p - r$$

$r = 1.98/\text{masse moléculaire}$.

Calcul de la masse moléculaire

$$\text{masse maléculaire} = \sum Y'_{i \text{ gaz d'echappement(molaire)}} * Y'_{i \text{ gaz d'echappement(massique)}}$$

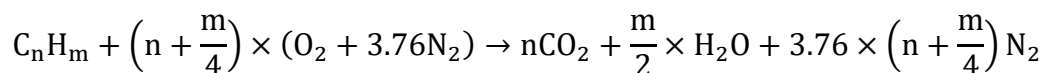
Avec :

$$Y'_{i \text{ gaz d'echappement(molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}}$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'echappement(massique)}} = \frac{m_i}{\sum m_i}$$

Détermination les quantités massique des constituant des gaz d'échappement :

La détermination des débits massiques des différents constituants se fait à partir de la réaction de la combustion suivante.



Détermination de la quantité d' O_2 nécessaire pour 1kg de combustible

$$m_{O_2} = (m_{\text{air excès}} - m_{\text{air stoch}}) \times Y'_{i \text{ massique } O_2}$$

$$m_{\text{air excès}} = m_{\text{air stoch}} \times E$$

$$m_{\text{O}_2} = ((m_{\text{air stoch}} \times E) - m_{\text{air stoch}}) \times Y'_{i \text{ massique O}_2}$$

$$m_{\text{O}_2} = ((14.57 \times 2.528) - 14.57) \times 0.23$$

$$m_{\text{O}_2} = 5.12 \text{ Kg de O}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

Détermination de la quantité d' N_2 émise pour 1kg de combustible :

$$m_{\text{N}_2} = m_{\text{air excès}} \times Y'_{i \text{ massique N}_2(\text{dans l'air})} + Y'_{i \text{ massique N}_2(\text{dans comb})}$$

$$m_{\text{N}_2} = (m_{\text{air stoch}} \times E) \times Y'_{i \text{ massique N}_2(\text{dans l'air})} + Y'_{i \text{ massique N}_2(\text{dans comb})}$$

$$m_{\text{N}_2} = (14.57 \times 2.528) \times (1 - 0.23) + 0.010$$

$$m_{\text{N}_2} = 28.37 \text{ Kg de O}_2 \text{ émis / 1 Kg de combustible}$$

Détermination des quantités du CO_2 et H_2O émise pour 1kg de combustible :

Les quantités du CO_2 et H_2O émises pour 1kg de combustible sont calculées suivant les formules suivantes, ces valeurs seront représentées dans le tableau qui suit :

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2} \times n \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_i} \quad (\text{III.36})$$

Tableaux(III.4) : masse du CO_2 et H_2O émises de chaque constituant

Constituant	Masse de CO_2 émis par constituant (kg/kg de constituant)	Masse de H_2O émis par constituant (kg/kg de constituant)
CO_2	0.140	
C^{7+}	0.0123	0.0058
CH_4	1.8755	1.5345
C_2H_6	0.3461	0.2124
C_3H_8	0.0930	0.0507
$i\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.0212	0.0109
$n\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.0182	0.0093
$i\text{C}_5\text{H}_{12}$	0.0046	0.0023

nC_5H_{12}	0.0021	0.0011
nC_6H_{14}	0.0012	0.0006
Total	2.5142	1.8276

Détermination de la concentration des gaz d'échappement

La fraction des gaz d'échappement sera déterminée suivant les formules suivant :

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}}$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}} = \frac{m_i}{\sum m_i}$$

Tableau(III.5) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement

	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} * M_i$
O ₂	0.12	0.135	3.84
H ₂ O	0.0762	0.048	1.372
N ₂	0.761	0.75	21.31
CO ₂	0.043	0.066	1.982
	1	1	28.41

Calcul Cv:

$$Cv = Cp - r \quad Cv = 0.2443 - 1.98 / 28.41$$

$$Cv = 0.175 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\delta = \frac{Cp}{Cv} \quad \delta = \frac{0.2443}{0.175} \quad \delta = 1.396$$

Calcul T_{4Th} :

$$T_{4Th} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} \times T_3$$

$$T_{4Th} = \left(\frac{1}{6.6}\right)^{\frac{1.396-1}{1.396}} \times 1568.36$$

$$T_{4Th} = 918.3 \text{ k} \quad T_{4Th} = 645.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4Th}}$$

$$\eta_d = \frac{1568.36 - 973}{1568.36 - 645.3}$$

$$\eta_d = 64.5\%$$

III-8- Calcul du rendement global de la turbine η_t :

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

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

$$Q_1 = 316.51 \times (142819.66 + 3592.8) - 79.32 \times 142819.66$$

$$Q_1 = 35012552.28 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

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

$$H_1 = C_{p_{\text{air}}(T_1)} \times T_1$$

$$H_1 = 0.2391 \times 18$$

$$H_1 = 4.30 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad H_1 = 17.97 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_2 = 168.91 \times (142819.66 + 3592.8) - 4.3 \times 142819.66$$

$$Q_2 = 24116404.08 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$\eta_t = \frac{35012552.28 - 24116404.08}{35012552.28}$$

$$\eta_t = 31.1\%$$

Tableau (III.6) : Résultat du calcul

T_1	291 k
T_2	588.5 k
T_3	1568.36 k
T_4	973 k
m_{air}	142819.66 kg/h
P_{ca}	12099.21 kw
m'_c	3592.8 kg/h
E	252.8%
η_d	64.5 %
η_t	31.1 %

Conclusion

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique détaillé a été effectué. D'après les données standards du constructeur et ensuite d'après les conditions réelles. On a déterminé tous les paramètres et performances de la turbine THM MAN 1304.

On constate que le rendement est élevé par rapport aux données des constructeurs et c'est dû au changement que la turbine à gaz a subi. Des modifications géométriques ont été effectuées à la turbine à gaz THM 1304 exactement au niveau de la chambre de combustion (agrandir le volume de cette dernière) dans le but d'améliorer son rendement.

Chapitre IV

Discussion des résultats et amélioration

Chapitre IV

Discussion des résultats et amélioration

I- Introduction

La turbine à gaz est une machine à combustion interne productrice de puissance mécanique. Malheureusement, ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression, humidité et poussière).

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance. Afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, nous avons utilisé deux méthodes d'amélioration qui sont celles du récupération de chaleur et refroidissement d'air à l'admission et récupération de chaleur au même temps.

II- Discussion sur les systèmes de la turbine à gaz THM 1304 [2]

Dans une installation quelconque d'une turbine à gaz, on peut trouver des composants et des systèmes qui se ressemblent et d'autre qui se différent dans certaines caractéristiques, exemple : système de refroidissement, d'étanchéité, paliers porteurs, paliers de butté, système de filtrage d'air soit pour l'air d'admission ou pour l'air de combustion, etc.....

II-1- Système de lancement [22]

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Les composants du système de démarrage de la TAG MAN THM 1304 sont :

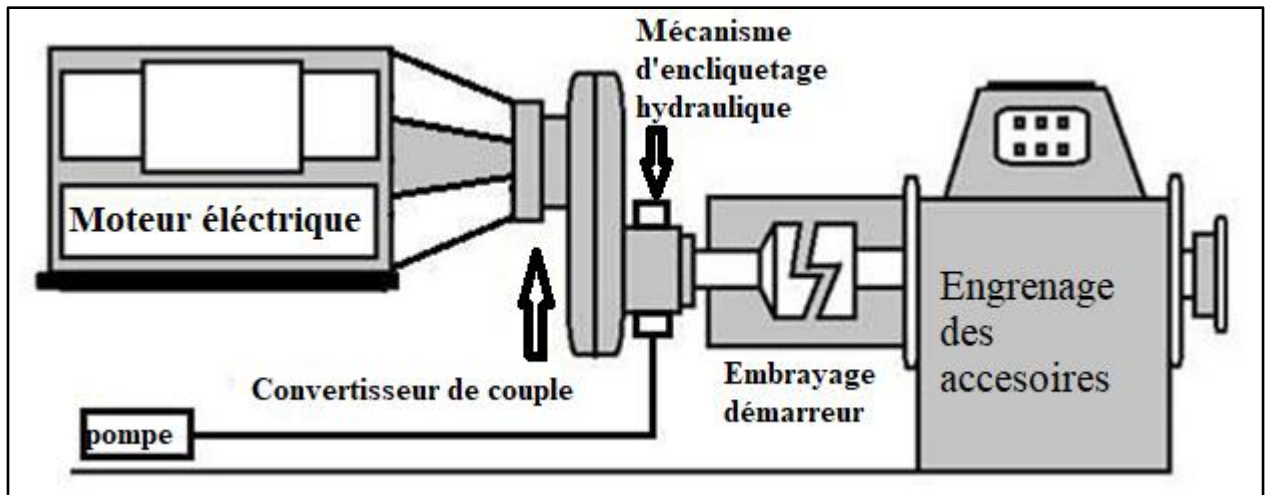
- * Un convertisseur de couple.
- * Un moteur électrique
- * Un réducteur auxiliaire.

Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz par un réducteur d'inversion.

Le réducteur de commande auxiliaire, situé à l'extrémité du compresseur axial de la turbine à gaz, est accouplé directement au rotor de la turbine à gaz (HP) à travers un joint flexible. Il sert aussi à commander un certain nombre d'utilitaires montés sur l'arbre reliés entre eux par des engrenages qui reçoivent l'énergie d'entrée de l'arbre du compresseur axial de la turbine à gaz en condition de marche.

Les utilitaires qui peuvent être conduit par le réducteur auxiliaire et dont la composition dépend du type d'installation sont les suivants :

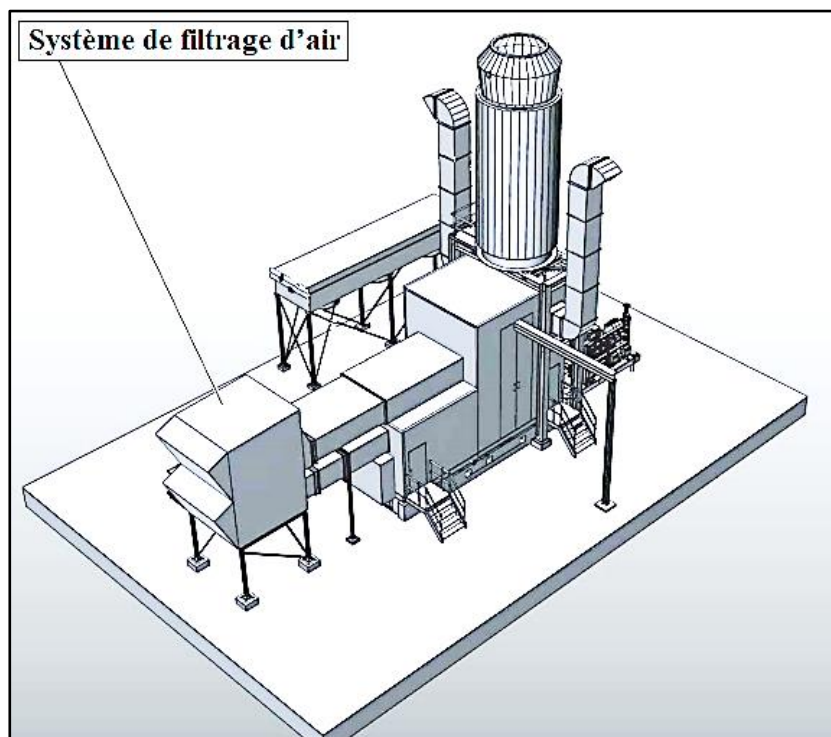
- * Pompe principale de graissage.
- * Pompe d'huile hydraulique.
- * Pompe de combustible liquide.



Figure(IV.1) : Système de lancement

II-2- Système de filtrage d'air

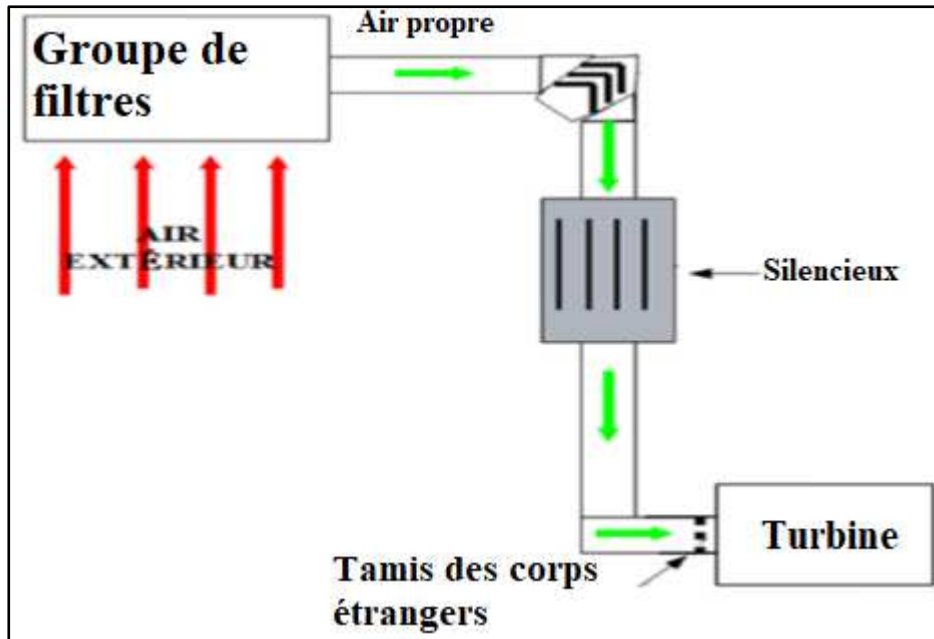
Le système de filtrage pour la turbine à gaz MAN THM 1304 contient un boîtier de filtre circulaire et le système auto nettoyant pour permettre le nettoyage automatique des filtres lorsque la différence de pression augmente.



Figure(IV.2) : Système de filtrage d'air

Les composants principaux d'un système de filtrage :

- * Groupe de filtres
- * Un Silencieux
- * Tamis à débris étrange



Figure(IV.3) : Composants d'un système de filtrage

II-3- Système de refroidissement et d'étanchéité

Le système de refroidissement et d'étanchéité assure dans l'installation le refroidissement des parties qui ont une température trop élevée pour éviter la détérioration comme les roues du premier et du deuxième étage, et l'étanchéité de certains endroits spécifiques comme celui des paliers.

II-4- Système anti-pompage

Le pompage est cette instabilité de l'ensemble du compresseur lors du fonctionnement à petit débit quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration et autre part, c'est l'inversion violente du flux d'air dans le compresseur axial car le volume d'air entrant dans les étages du compresseur dépasse la quantité qui s'en va par la sortie. Cette inversion implique une oscillation brusque au niveau du compresseur. Pour cela des dispositifs d'anti-pompage ont été disposés dans les deux installations afin d'éviter la destruction des turbines. [2] et [28].

II-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.

Dans la turbine MAN THM 1304, le système de gaz combustible comprend essentiellement des soupapes à fermeture rapide et vannes d'évent, filtres à gaz combustible, électrovannes, appareils de surveillance (pression, température, etc.) ainsi que deux soupapes de régulation de gaz combustible.

Le gaz combustible traverse le filtre et les soupapes à fermeture rapide pour arriver aux deux soupapes de régulation. Le débit de gaz combustible est dosé en tenant compte de l'état de marche et de la puissance réglée pour la turbine à gaz et envoyé aux trois systèmes de gaz des deux brûleurs (composantes des chambres de combustion). [2]

Les trois systèmes de gaz :

➤ **Système de gaz pilote**

La conduite de gaz pilote branche de la conduite d'alimentation principale en gaz combustible à l'intérieur de l'enceinte d'insonorisation en amont de la soupape de régulation de gaz de diffusion ou de pré mélange. Le gaz pilote, qui sert à stabiliser la flamme de pré mélange, passe par la vanne d'arrêt de gaz pilote et la soupape de régulation de gaz pilote pour arriver aux brûleurs.

➤ **Système de gaz de diffusion**

En aval de la soupape de régulation de gaz combustible, la conduite de gaz combustible bifurque vers les chambres de combustion droite et gauche. En plus, chacune de ces conduites se sépare à son tour pour l'alimentation de la chambre de combustion concernée en gaz de diffusion et gaz de prémélange.

➤ **Système de gaz de prémélange**

Comme pour le système de gaz de diffusion, une électrovanne rapide se trouve dans chaque conduite de gaz de prémélange. Dans le système de gaz de prémélange des deux brûleurs se trouve un diaphragme et directement en amont de l'entrée de gaz dans le brûleur de prémélange il y'a en plus.

II-6- Paliers

Il y a quatre (4) Paliers qui supportent la charge du rotor haut et la basse pression dans Man THM1304, qui sont disposés comme suit :

- Rotor Haut Pression : il est composé de deux (2) paliers
 - 1- Palier N°1 : sans emplacement est dans corps d'admission du compresseur, et le genre de ce palier c'est :
 - Palier porteur
 - Palier du buté actif
 - Palier du buté inactif
 - 2- Palier N°2 : sans emplacement est dans corps de refoulement du compresseur, et le genre de ce palier c'est :
 - Palier porteur
- Rotor basse pression
 - 3- Palier N°3 : sans emplacement est dans le Diffuseur d'échappement, et le genre de ce palier c'est
 - Palier porteur

- 4- Palier N°4 : sans emplacement est dans Extrémité arrière du diffuseur d'échappement, et ce genre de ce palier est
- Palier porteur
 - Palier buté actif
 - Palier buté inactif

A noter que pour éviter tout déplacement vers l'avant ou vers l'arrière des ensembles mobiles (compresseurs et turbines) le palier amont sert de palier butée et contient des pistons solidaires des arbres de liaison, sur lesquels s'effectuent les efforts de pression.

III- Discussion des résultats

Tableau (IV.1) : Résultat du calcul

	MAN THM 1304
T_1	291 K
T_2	588.5 K
T_3	1568.36 K
T_4	973 K
P_{Ca}	12099.21 kw
Vitesse d'arbre HP	11000tr/min
Vitesse d'arbre BP	9000 tr/min
m'_{air}	144000 Kg/h
m'_c	3592.8 kj/h
P_2/P_1	6.6 bar
η_{ca}	70%
η_d	64.5%
η_t	31.1%

D'après les résultats trouvé, on remarque que :

- L'installations de la turbine MAN THM 1304 fonctionne avec des températures acceptables (T_1, T_2, T_3 et T_4).
- La température de l'air ambiante fait augmenter le travail du compresseur axial par contre le débit d'aspiration se réduit (chapitre 3).
- La quantité de chaleur évacuée par l'installation est importante.
- Les vitesses des arbres HB et BP de la turbine MAN THM 1304 sont élevées vu que la turbine MAN contient deux disques dont chaque'un a deux (02) roues (HP1-HP2) et (BP1-BP2).

- Le rendement de la turbine MAN est élevé par rapport au donnée de constructeur, dont le rendement réel est $\eta = 31.1\%$ ou le rendement de constructeur est égale à 30.8% .cette augmentation est due à l'amélioration que la turbine a subi (modifications géométriques au niveau de la chambre de combustion).

IV- Amélioration du cycle de la turbine à gaz THM 1304

IV-1- Introduction

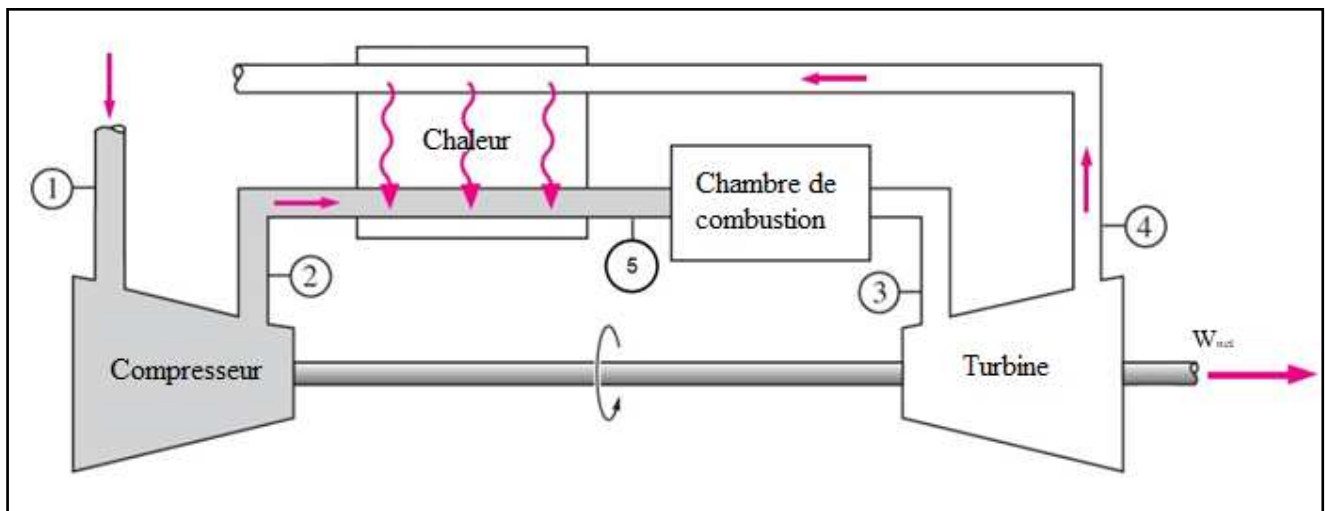
Malgré les avantages des turbines à gaz, leurs hautes sensibilités à l'influence de conditions ambiantes, particulièrement la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit pendant qu'il fait chaud, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans cette partie de ce chapitre, On va proposer des améliorations et faire des bilans thermique pour voir qu'elle amélioration est meilleur pour augmente les performances de la turbine MAN THM 1304.

IV-2- Amélioration des performances thermodynamiques par régénération [23-24]

Parmi les solutions envisagées pour augmenter le rendement de la turbine à gaz type MAN 1304 et bien l'utilisation d'un régénérateur, Les gaz d'échappement sortent à des températures élevées, alors que la température de l'air sortant du compresseur est plus basse.

Il est donc envisageable de réchauffer cet air avant entrée dans la chambre de combustion, ce qui réduit d'autant la consommation de combustible. Il suffit pour cela d'insérer un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air comprimé (figure(IV.2)) [22-23].



Figure(IV.4) : Schéma d'une turbine à gaz avec amélioration

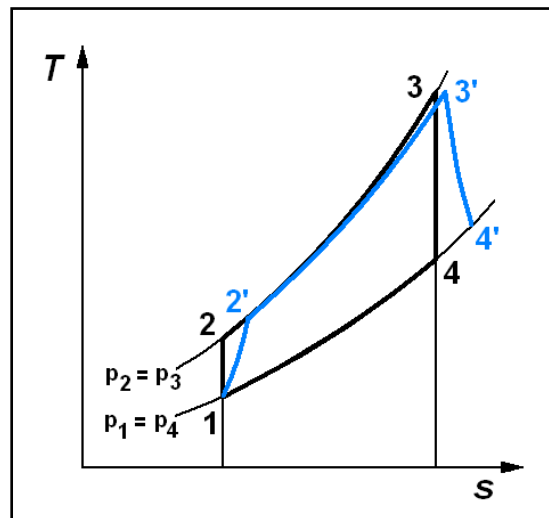
IV-2-1- Cycle de Brayton [23-24]

Cycle de Brayton c'est le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent. La figure (IV.5) montre le diagramme classique, Température - Entropie (T-s) pour ce cycle.

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs:

Le rapport des pressions et la température de combustion. Le rapport de pression du cycle est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point 3 divisé par la pression au point 4.

Cependant, dans un cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point 3 est légèrement moins élevée qu'au point 2. L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle.

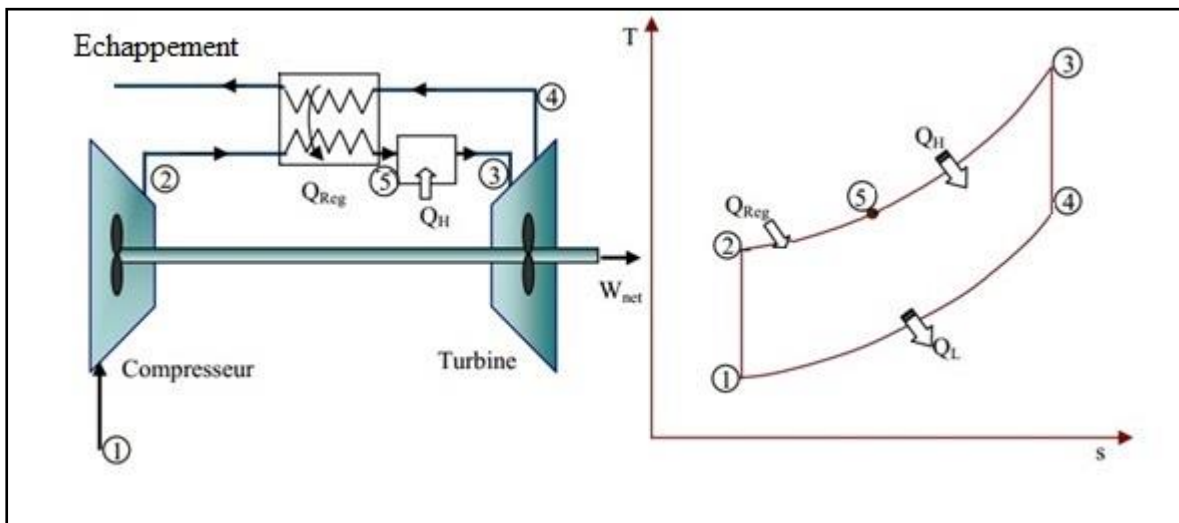


Figure(IV.5) : Cycle de Brayton

IV-2-2- Cycle avec régénération (Cycle de Brayton) [25]

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

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion. Pour un régénérateur idéal.



Figure(IV.6) : Cycle de Brayton avec régénération

IV-2-3- Bilan thermique [25]

Un régénérateur ayant une efficacité élevée économisera évidemment une plus grande quantité de combustible puisqu’il préchauffera l’air à une combustion antérieure de la température plus élevée. Cependant, un régénérateur très efficace n’est pas justifié puisque le prix sera très élevé et il inclura des pertes significatives de pression. Le choix est justifié à moins que l’épargne des coûts de carburant excède les étendues additionnelles impliquées.

On propose d’utilise un régénérateur d’efficacité de **70%**.

- Calcule de rendement avec amélioration : [26]

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

$$T_5 = 0.7 \times (T_4 - T_2) + T_2$$

$$T_5 = 0.7 \times (700 - 315.5) + 315.5$$

$$T_5 = 584.64 \text{ °C} = 857.65\text{K}$$

On utilise la relation (III.7)

$$C_{p\text{air}(T_5)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_5 + 1.147 \times 10^{-6} \times T_5^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_5^3}{29}$$

$$C_{p\text{air}(T_5)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 857.65 + 1.147 \times 10^{-6} \times 857.65^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 857.65^3}{29}$$

$$C_{p_{\text{air}(T_5)}} = 0.2642 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

- Calcul de H_5 :

$$H_5 = C_{p_{\text{air}(T_5)}} \times T_5$$

$$H_5 = 0.2642 \times 584.65$$

$$H_5 = 154.46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \leftrightarrow H_5 = 154.46 \times 4.18 \leftrightarrow H_5 = 645.64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Calcul de m_c'' [26]

On utilise la relation (III.25)

$$m_c'' = \frac{[P_T + (H_4' - H_5) \times m_{\text{air}}]}{[(PCI + H_c) \times \eta_{cc}] - H_4'}$$

$$m_c'' = \frac{[25099.21 + (706.04 - 154.46) \times (142819.66/3600)]}{[(41558.89 + 7.6293) \times 0.98] - 706.04}$$

$$m_c'' = 1.173 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4224.547 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Calcul de Q_{53} :

$$Q_{53} = H_3 \times (m_{\text{air}} + m_c'') - H_5 \times m_{\text{air}}$$

$$Q_{53} = 316.51 * (142819.66 + 4224.547) - 154.46 * 142819.66$$

$$Q_{53} = 24481037.27 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

- Calcul de rendement avec amélioration [26]

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{53}}$$

$$\eta_t = \frac{35012552.28 - 24116404.08}{24481037.27}$$

$$\eta_t = 44.5 \%$$

* L'analyse des résultats obtenus par les calculs dans ce chapitre nous montre que le rendement a augmenté de 13.4%, Ce qui fait que cette amélioration est envisageable pour augmenter le rendement de cette turbine à gaz.

IV-3- Amélioration des performances thermodynamiques par refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur

La diminution des performances de la turbine à gaz sous l'effet d'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. Et l'utilisation d'un récupérateur (régénérateur).

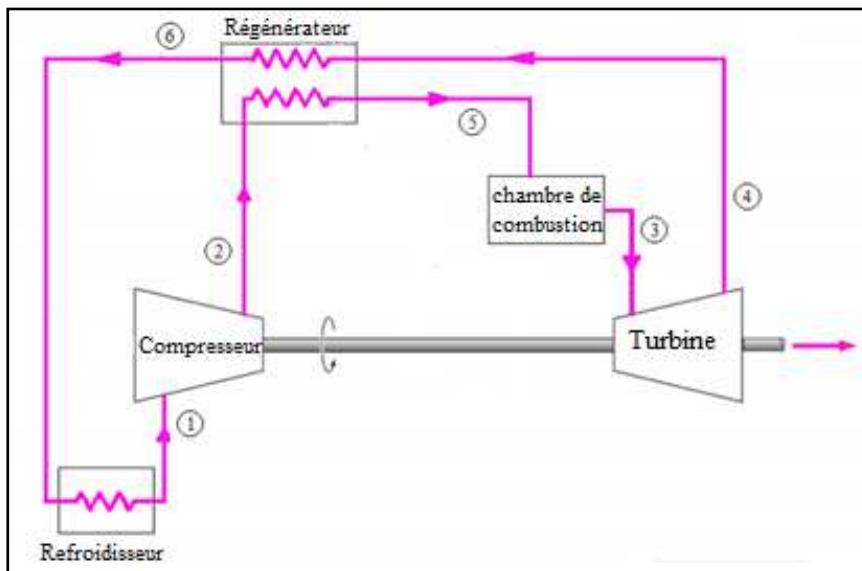
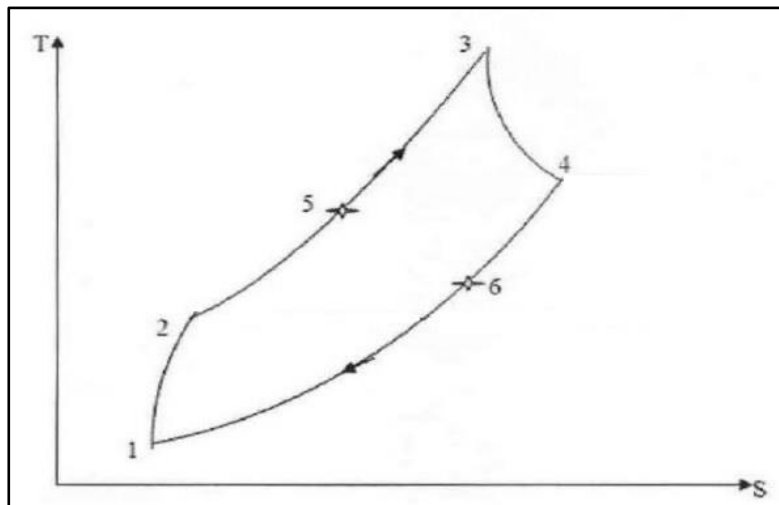


Figure (IV.7) : Schéma d'une turbine à gaz avec refroidisseur et régénérateur



Figure(IV.8) : 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.

IV-3-1- Calcul thermique et dimensionnement du refroidisseur

Donnée de problème [26]

	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

IV-3-2- Bilan thermique [26]

On propose d'utiliser un refroidisseur et régénérateur d'efficacité de **70%**.

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

$$T_5 = \varepsilon \times (T_4 - T_2) + T_2$$

$$T_5 = 0.7 \times (700 - 315.5) + 315.5$$

$$T_5 = 584.64 \text{ °C} = 857.65 \text{ K}$$

➤ On utilise la relation (7) pour calculer le $C_{p_{\text{air}}(T_5)}$

$$C_{p_{\text{air}}(T_5)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_5 + 1.147 \times 10^{-6} \times T_5^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_5^3}{29}$$

$$C_{p_{\text{air}}(T_5)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 857.65 + 1.147 \times 10^{-6} \times 857.65^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 857.65^3}{29}$$

$$C_{p_{\text{air}(T_5)}} = 0.2642 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

- Calcul de H_5 :

$$H_5 = C_{p_{\text{air}(T_5)}} \times T_5$$

$$H_5 = 0.2642 \times 584.65$$

$$H_5 = 154.46 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_5 = 154.46 \times 4.18$$

$$H_5 = 645.64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Calcul de m_c'' :

$$m_c'' = \frac{[P_T + (H_4' - H_5) \times m_{\text{air}}]}{[(PCI + H_c) \times \eta_{cc}] - H_4'}$$

$$m_c'' = \frac{[25099.21 + (706.04 - 154.46) \times (142819.66/3600)]}{[(41558.89 + 7.6293) \times 0.98] - 706.04}$$

$$m_c'' = 1.173 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4224.547 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Quantité du combustible gagné par la récupération [26]

$$Q_{CG} = m_c'' - m_c$$

$$Q_{CG} = 4224.547 - 3877.2$$

$$Q_{CG} = 347.347 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- Calcul de la quantité de chaleur récupérée [26]

$$Q_{\text{recup}} = m_{\text{air}} \times C_{p_{\text{airmoy}(T_5, T_2)}} \times (T_5 - T_2)$$

$$C_{p_{\text{airmoy}(T_5, T_2)}} = \frac{C_{p_{\text{air}(T_5)}} + C_{p_{\text{air}(T_2)}}}{2}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}(T_2, T_1)}} = \frac{0.2642 + 0.2514}{2}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}(T_5, T_2)}} = 0.2578 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

$$Q_{\text{recup}} = (142819.66/3600) \times 0.2578 \times 4.18 \times 584.64 - 315.5)$$

$$Q_{\text{recup}} = 11506.369 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{recup}} = Q_{\text{cédée}} = m_{\text{GE}} \times C_{p_{\text{airmoy}}(T_6, T_4)} \times (T_6 - T_4)$$

$$m_{\text{GE}} = m_{\text{air}} + m_{\text{c}}$$

$$m_{\text{GE}} = 142819.66/3600 + 4224.547$$

$$m_{\text{GE}} = 4264.22 \text{ kg/h}$$

➤ Calcul de T_6

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2}$$

$$T_6 = T_4 - \varepsilon \times (T_4 - T_2)$$

$$T_6 = T_4 - \varepsilon \times (T_4 - T_2)$$

$$T_6 = 700 - 0.7 \times (700 - 315.5)$$

$$T_6 = 430.85 \text{ °C} = 703.85 \text{ K}$$

On utilise la relation (7) pour calculer le $C_{p_{\text{air}}(T_6)}$

$$C_{p_{\text{air}}(T_6)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times T_6 + 1.147 \times 10^{-6} \times T_6^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times T_6^3}{29}$$

$$C_{p_{\text{air}}(T_6)} = \frac{6.713 + 4.697 \times 10^{-4} \times 703.85 + 1.147 \times 10^{-6} \times 703.85^2 - 4.696 \times 10^{-10} \times 703.85^3}{29}$$

$$C_{p_{\text{air}}(T_6)} = 0.2568 \frac{\text{kcal}}{\text{kg K}}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(T_6, T_4)} = \frac{C_{p_{\text{air}}(T_6)} + C_{p_{\text{air}}(T_4)}}{2}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(T_6, T_4)} = \frac{0.2568 + 0.2679}{2}$$

$$C_{p_{\text{air moy}}(T_6, T_4)} = 0.2624 \frac{\text{kcal}}{\text{kg k}}$$

- Calcul de H_6

$$H_6 = 0.2568 \times 430.85$$

$$H_6 = 110.64 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad H_6 = 110.64 \times 4.18 \quad H_6 = 462.48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- Calcul de quantité de chaleur Q_2

$$Q_1 = H_3 \times (m_{\text{air}} + m_c) - H_6 \times m_{\text{air}}$$

$$\text{Avec } H_3 = 316.51 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_1 = 316.51 \times (142819.66 + 3592.8) - 110.64 \times 142819.66$$

$$Q_1 = 30539440.53 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_2 = H_6 \times (m_{\text{air}} + m_c) - H_1 \times m_{\text{air}}$$

$$\text{Avec } H_1 = 4.30 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_2 = 110.64 \times (142819.66 + 3592.8) - 4.30 \times 142819.66$$

$$Q_2 = 15584950.04 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Calcul de rendement thermique

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

$$\eta_t = \frac{30539440.53 - 15584950.04}{30539440.53}$$

$$\eta_t = 48.97\%$$

Conclusion

Suite aux résultats et aux remarques obtenus nous concluons que la turbine à gaz THM MAN 1304 a ses propres caractéristiques de fonctionnement qui l'aide à être le leader dans le milieu industriel.

Ainsi que dans ce chapitre, nous avons détaillé les propositions adoptées afin de pouvoir améliorer les performances de la turbine à gaz THM MAN 1304. Nous avons constaté que le refroidissement de l'air à l'entrée compresseur axial et récupération de chaleur augmente le rendement global et le même effet a été remarqué en adoptant la solution de régénérateur 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

Conclusion générale

Le champ pétrolier de Rhourde situé dans la province de la wilaya d'Illizi. Il a été découvert en 1980 et développé par Sonatrach. Il est entré en production en 1980 et produit du gaz naturel et des condensats. Il est considéré parmi des zones principales en production des hydrocarbures et classifié comme un deuxième pôle gazier après Hassi R'mel, grâce aux efforts énormes des travailleurs et les équipements modernes existants sur le site ainsi la bonne gestion de travail. Les réserves prouvées totales du champ pétrolier de Rhourde Nous sont d'environ 13 billions de pieds cubes ($370 \times 10^9 \text{m}^3$) et la production est estimée à environ 1,69 milliard de pieds cubes/jour ($48,3 \times 10^5 \text{m}^3$).

Au cours de notre stage dans la région de Rhourde Nous, nous avons exploité la turbine à gaz MAN THM 1304. Notre présence sur le champ nous a permis d'acquérir des données et des informations sur la conception, la fabrication et la maintenance de leur équipement.

L'étude thermodynamique réalisée nous a permis de déterminer les différents paramètres de la turbine (puissance, rendement, variations du travail et aussi les performances de l'installation) dans des conditions opératoires réelles avec une charge et une puissance très importante. Elle nous a permis aussi de déterminer l'influence de la température de la chambre de combustion sur le rendement. On peut constater que le rendement réel est élevé par rapport aux données des constructeurs, ce qui est dû aux modifications géométriques qui ont été apportées à la turbine à gaz MAN THM 1304 exactement au niveau de la chambre de combustion, à noter que le rendement a augmenté d'une valeur de 0.3% de 30.8% (rendement de constructeur) à 31.1% (rendement réel).

Ce mémoire nous a amenés à comprendre les différentes techniques et les différents systèmes de la turbine à gaz MAN THM 1304 présentée sur le site de Rhourde Nous, dont il nous a donné une idée pour le bon choix de l'appareil tel que sa puissance, sa capacité de travailler dans les conditions réelles.

Le présent travail établit des propositions d'améliorations dans le cadre d'augmenter le rendement de la turbine. Deux propositions ont été détaillées dans le dernier chapitre. La première proposition consiste à ajouter un régénérateur dans l'installation de la turbine et selon le bilan thermique on constate que le rendement il a augmenté de 13.4% il est arrivé jusqu'à 44.5%. Dans la deuxième proposition on a ajouté un refroidisseur et un régénérateur et d'après le bilan de cette proposition le rendement il a augmenté de 31.1% jusqu'à 48.97%. Donc on conclut que cette proposition est meilleure pour améliorer les performances de cette turbine.

Bibliographie

Bibliographie

- [1]- Fiches Techniques des Régions de Rhourde Nous (Sonatrch).
- [2]- Y.BENAZIZA Et K.BASSIM, «Etude Comparative entre deux Turbines à Gaz MS5002 et MAN THM 1304», PFE Master, Université Aboubakr Belkaïd –Tlemcen– Année Universitaire : 2017 / 2018.
- [3]- Revue N°63 De Sonatrach. La Ressource Humaine au Cœur de l'Entreprise (P 37) Juin 2014.
- [4]- I.MANGOUCHE, «Etude Comparative entre deux Turbines à Gaz MS 5002c et Siemens SGT 400», PFE Master, Université Aboubakr Belkaïd –Tlemcen– Année Universitaire : 2015 / 2016.
- [5]- BEDIA Sidi Mohammed, «Etude Technico-Economique de l'Extension de la Station d'Épuration de la Ville de Hassi R'mel par rapport a la Conception d'une Nouvelle Station en Tenant Compte du Taux Démographique de La Zone», PFE Master En Hydraulique, Université Aboubakr Belkaïd –Tlemcen– Année Universitaire 2011-2012.
- [6]- Fiches Techniques de Présentation de Groupe CSC a Rhourde Nous .
- [7]- O OUFEKIR M. Réda TOBBAL SEGHIR, « Étude de l'Impact du Changement de Température au Fond de la Colonne de Stabilisation sur Consommation du Fuel Gaz au Niveau du Four du Centre de Séparation et de Compression (Csc) à Rhourd-Nouss», Mémoire D'ingénieur D'état, Université M'hamed Bougara Boumerdes-Année Universitaire : 2011-2012.
- [8]- [Http://Www.Univ-Tebessa.Dz/Fichiers/Masters/St160095.Pdf](http://Www.Univ-Tebessa.Dz/Fichiers/Masters/St160095.Pdf) Consulté le 17/02/2019.
- [9]- BOUHERAOUAN et HAMIDANE.S, « Etude et Analyse de la Fiabilité d'une Turbine Solar Saturn20 au Niveau de Groupement Sonatrach Sinopec GSS Zarzaitine Ain Aménass. », PFE Master En Génie Minier, Université Larbi Tébessi Tebessa- Année Universitaire 2015/2016.
- [10]- HERZALLAH, A, «Étude Thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une Turbine à Gaz MS 5002», Mémoire D'ingénieur, Université De Boumerdes, 2006.
- [11]- HEGNON KWAKU Godwin, «Etude d'une Turbine à Gaz à deux Arbres», Diplôme De Licence LMD-Université Mohammed Boudiaf-Oran- Année Universitaire : 2016-2017.
- [12]- [Https://Fr.Scribd.Com/Document/17369313/Turbine-01](https://Fr.Scribd.Com/Document/17369313/Turbine-01) Consulté Le (20-02-2019).
- [13]- M.BENIKHLEF M. Ahmed Razqi, «Etude et Rénovation de la Turbine à Gaz Ms5002c de Hassi R'mel», PFE Master Génie Thermique Et Energies Renouvelables, Université Aboubakr Belkaïd –Tlemcen– Année Universitaire 2013-2014.
- [14]- [Http://Biblio.UnivAnnaba.Dz/Ingeniorat/Wpcontent/Uploads/2017/12/METALLAOUI-NASSIM.Pdf](http://Biblio.UnivAnnaba.Dz/Ingeniorat/Wpcontent/Uploads/2017/12/METALLAOUI-NASSIM.Pdf). Consulté le (17/02/2019).

- [15]- <https://fr.scribd.com/doc/49213006/Expose-Sur-Les-Turbines-A-Gaz>. Consulté le (24-02-2019).
- [16]- W.BELHADJ, «Etude de l'Influence de l'Injection de la Vapeur d'eau et du Refroidissement de l'Air d'admission dans une Turbine a Gaz», PFE Master, Université M'hamed Bougara Boumerdes-Année Universitaire : 2016-2017.
- [17]- <http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2017/12/METALLAOUI-NASSIM.Pdf> Consulté le 22-02-2019.
- [18]- N.METALLAOUI, «Étude Thermodynamique de la Turbine à Gaz MS7001EA au Niveau du Complexe GNL1K de Skikda», PFE Master, Université Badji Mokhtar Annaba-Année Universitaire : 2016/2017.
- [19]- <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=19683>. Consulté Le (25-02-2019).
- [20]- Fiche Technique de la Turbine MAN 1304 Délivré par le Service de Maintenance.
- [21]- DJAFRI.Se, TOUIKER.W, «Supervision du Système Anti-Incendie de la Turbine MAN THM-1304 DLN au Niveau de la Région Rhourde Nouss dans l'Usine CSC à l'Aide des Logiciels STEP7 et Wincc», PFE Master Professional, Université Kasdi Merbah Ouargla-Année Universitaire : 2016-2017.
- [22]- SONATRACH MARK V Opération *ENG (622457).Général électrique 2014.
- [23]- Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2 (2008) 291 – 306.
- [24]- https://www.cder.dz/download/art11-2_13.pdf. Consulté le 23/03/2019.
- [25]- A.BOUAM, «Amélioration des Performances des Turbines à Gaz Utilisé dans les Industries des Hydrocarbures par l'Injection de Vapeur d'eau à l'Amant de la Chambre de Combustion», Thèse De Doctorat, Université M'hamed Bougara Boumerdes-Année Universitaire : 2009-2010.
- [26]- M.LIBDRI. F.BENBOUZAIN, «Amélioration des Performances thermodynamiques de la Turbine à Gaz MS5002C Par Refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur », PFE Master, Université Aboubakr Belkaïd –Tlemcen– Année Universitaire : 2011 / 2012.
- [27]- PROVENZALE.Michele et DEL PUGLIA Eugenio. , «Combustion théorique et technologie pour les application des turbines à gaz ». Oil and Gas University.

الملخص

في السنوات الأخيرة، لعبت توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل في محطات إنتاج النفط والغاز. على الرغم من أن هذه المعدات لها العديد من المزايا، فإن حساسيتها العالية تتأثر بتغيرات في درجة حرارة الهواء المحيط، والتي تختلف اختلافًا كبيرًا بين النهار والليل، والصيف والشتاء، تعني أن كفاءة التشغيل الحرارية لهذه الآلات تتأثر، وبالتالي تحسين دورات هذه الآلات ضرورية. يستخدم قسم الإنتاج في سوناتراك في Rhourde Nouss العديد من العلامات التجارية لتوربينات الغاز لهذه الاحتياجات، ولهذا الغرض تتمثل أطروحتنا في إجراء دراسة ديناميكية حرارية للتوربينات الغازية من النوع (MAN THM 1304) ورؤية معداتها، ونتائجها الحقيقية في ظل ظروف التشغيل. أخيرًا، مراجع أنظمة هذا التوربين وتقديرات وتحسينات لزيادة الكفاءة.

الكلمات المفتاحية: التوربينات، التوربينات الغازية، التحسينات، المرود، MAN THM 1304.

Abstract

In recent years, industrial gas turbines have played an important role in power generation systems, such as oil and gas production plants. Although these equipment have many advantages, their high sensitivity to the influence of variations in ambient air temperature, which varies considerably between day and night, summer and winter, means that the thermal operating efficiency of these machines is affected, so improving the cycles of these machines is necessary. Sonatrach's production division in Rhourde Nouss uses several brands of gas turbines for these needs, for this purpose our thesis consists in making a thermodynamic study of the type gas turbine (MAN THM 1304) and seeing their equipment, their real yields under operational conditions. Finally, see the systems of this turbine and make suggestions for improvements to increase efficiency.

Keywords: Turbine, Gas turbine, yield, improvement and MAN THM 1304.

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 et de gaz. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, 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 ces machines s'avère nécessaires. A cet effet, différentes techniques (refroidissement, régénération) ont été employées afin d'améliorer les performances des cycles de turbine à gaz. La division production de Sonatrach à Rhourde Nouss utilise plusieurs marques de turbines à gaz pour ces besoins, à cet effet notre mémoire consiste à faire une étude thermodynamique de la turbine à gaz type (MAN THM 1304) et voir leurs équipements, leurs rendements réels dans des conditions opérationnelles. Enfin voir les systèmes de cette turbine et faire des propositions d'amélioration pour augmente le rendement.

Mots clés : Turbine, Turbine à gaz, Amélioration, Rendement et MAN THM 1304.

