

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبو بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakar Belkaïl – Tlemcen – Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MASTER

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : Yaddaden Ahmed Ibrahim

Sujet

**Dimensionnement du circuit de refroidissement d'huile de
la turbine à Gaz MS9001E.**

Soutenance le 28 / 09 / 2020, devant le jury composé de :

MR- Guellile Houcine ET MR- Kourti A . N

Encadreur : MR- Saim Rachid

Remerciements

Nous devons tout d'abord remercions le bon Dieu, pour nous' avoir donné la santé la force et la patience pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur Monsieur RACHID SAIM, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité sa patience, son suivi constant de ce travail.

Je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie mécanique et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce travail à:

A celle qui a inséré le goût de la vie et le sens de la responsabilité...

MerciMERE.

A celui qui a été toujours la source d'inspiration et de courage ...

MerciPERE.

A mes frères surtout Khaled, Ghiles et Islam

A mes cousins et cousines Et à toute ma famille.

A mes amis de prêt et de loin et surtout Aimen Ben Hadid

A la promotion de Master II

Résumé :

Notre étude est basée essentiellement sur le groupe turbine à gaz MS9001E de la centrale de production d'électricité HMO à Hassi Messaoud, notamment le système (circuit) de refroidissement d'huile et l'aéroréfrigérant qui a pour rôle de refroidir l'huile de lubrification après qu'elle soit passée par les paliers, les accouplements et les réducteurs.

Durant l'exploitation, un problème d'élévation de température d'huile de lubrification survient au niveau du collecteur d'huile où la température dépasse la valeur d'alarme qui est de 80°C. La température élevée de l'huile influe sur les caractéristiques physico-chimiques de l'huile particulièrement la viscosité qui induit une mauvaise lubrification des parties à lubrifier du groupe qui se répercute sur le bon fonctionnement et la durée de vie de ces parties, et un coût de maintenance élevé, ce dysfonctionnement nous a laissé penser à la substitution de l'ancien **circuit de refroidissement air /eau** par un autre **circuit air/ huile** directement.

A l'aide d'un calcul de vérification et après plusieurs itérations, on a trouvé qu'on ne peut pas utiliser l'échangeur actuel comme un échangeur air –huile, donc on a opté pour un calcul de dimensionnement d'un nouvel aéroréfrigérant et on a choisi la méthode de calcul de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) dont le calcul se base sur la détermination de la surface d'échange thermique ST qui répond aux exigences du constructeur (Température de sortie d'huile est entre 54°C et 60°C).

Dans la condition extrême de la température entrée d'huile (87 °C) et la température ambiante (42,8°C), on a déterminé la surface d'échange thermique et le nombre total des tubes nécessaires à ajouter aux échangeurs pour effectuer le bon refroidissement d'huile de lubrification.

Notre travail a consisté à étudier l'opportunité de procéder à ce remplacement, et ce, en traitant tous les points qui lui sont liés comme l'étude thermique et le volet économique.

Mots clés : turbine à gaz, dimensionnement de l'aéroréfrigérant air/huile, circuit de graissage de la TAG MS-9001 E, échangeur de chaleur eau/huile associée à la TAG.

Abstract

Our study is mainly based on the MS9001E gas turbine group of the HMO power plant at Hassi-Messaoud, including the oil cooling system (circuit) which has the role of cooling the lubricating oil after it has passed through the bearings, couplings and gearboxes.

During operation, a problem of rising lubricating oil temperature occurs in the oil collector where the temperature exceeds the alarm value of 80°C. The high temperature of the oil influences the physico-chemical characteristics of the oil, particularly the viscosity, which leads to poor lubrication of the parts to be lubricated of the group, which affects the correct

operation and life of these parts, and a high maintenance cost, This malfunction led us to consider replacing the old air/water cooling circuit with another air/oil circuit directly.

With the aid of a test calculation and after several iterations, it was found that the current exchanger cannot be used as an air-oil exchanger, so a sizing calculation for a new air cooler was chosen and the method of calculating the mean logarithmic temperature difference (DTLM) was selected, the calculation of which is based on the determination of the heat exchange surface ST which meets the manufacturer's requirements (oil outlet temperature is between 54°C and 60°C), and under the extreme condition of the oil inlet temperature (87°C) and the ambient temperature (42.8°C), the heat exchange surface and the total number of tubes necessary to be added to the exchangers to achieve the correct cooling of the lubricating oil were determined.

Our work consisted in studying the advisability of proceeding with this replacement, by dealing with all the points related to it, such as the thermal study and the economic aspect.

Key words: gas turbine, sizing of the air / oil dry cooler, GT MS-9001 E lubrication circuit, water / oil heat exchanger associated with the GT.

ملخص

تعتمد دراستنا بشكل أساسي على مجموعة التوربينات الغاز تعتمد دراستنا بشكل أساسي على مجموعة التوربينات الغازية لمحطة الطاقة في حاسي مسعود، بما في ذلك نظام تبريد الزيت الذي له دور في تبريد زيت التشحيم بعد أن يمر عبر المحامل والوصلات وعلب التروس.

أثناء التشغيل، تحدث مشكلة ارتفاع درجة حرارة زيت التشحيم في مجمع الزيت حيث تتجاوز درجة الحرارة قيمة الإنذار البالغة 80 درجة مئوية. تؤثر درجة حرارة الزيت المرتفعة على الخصائص الفيزيائية والكيميائية للزيت، وخاصة اللزوجة، مما يؤدي إلى ضعف تزييت الأجزاء المراد تزييتها من المجموعة، مما يؤثر على التشغيل الصحيح وعمر هذه الأجزاء، وصيانة عالية التكلفة، دفعنا هذا العطل إلى التفكير في استبدال دائرة تبريد الهواء / الماء القديمة بدائرة أخرى للهواء / الزيت مباشرة.

بمساعدة حساب الاختبار وبعد عدة تكرارات ، وجد أنه لا يمكن استخدام المبادل الحالي كمبادل هواء-زيت ، لذلك تم اختيار حساب الحجم لمبرد هواء جديد وطريقة حساب متوسط فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي (DTLM) ، الذي يعتمد حسابه على تحديد سطح التبادل الحراري ST الذي يلبي متطلبات الشركة المصنعة (تتراوح درجة حرارة مخرج الزيت بين 54 درجة مئوية و 60 درجة مئوية) ، وتحت الظروف القصوى لمدخل الزيت تم تحديد درجة الحرارة (87 درجة مئوية) ودرجة الحرارة المحيطة (42.8 درجة مئوية) ، و سطح التبادل الحراري والعدد الإجمالي للأنابيب اللازمة لإضافتها إلى المبادلات لتحقيق التبريد الصحيح لزيت التشحيم.

عملنا على دراسة مدى استصواب المضي في هذا الاستبدال، من خلال التعامل مع جميع النقاط المتعلقة به، مثل الدراسة الحرارية والجانب الاقتصادي.

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغازية ، تحجيم المبرد الجاف بالهواء / الزيت ، دائرة التزييت TAG MS-9001 E ، مبادل حرارة الماء / الزيت المرتبط ب TAG

Table des matières

Introduction générale

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO

I-1) Introduction	1
I-2) Groupe SONELGAZ.....	1
I-2-1) Historique du groupe.....	1
I-2-2) Organisation du groupe.....	2
I-2-3) Le groupe en chiffres	3
I-2-4) Missions du groupe	4
I-3) La filiale SPE (Société Algérienne de production d'Electricité)	4
I-3-1) Présentation générale de la SPE.....	4
I-3-2) Organigramme de la Société de production d'électricité.....	5
I-4) L'unité de production HMO.....	6
I-4-1) Description générale de l'unité	6
I-4-2) L'organigramme de l'unité de production	8
I-4-3) Mission de l'unité	8

Chapitre II : Présentation de la centrale de production HMO

II-1) Généralités sur les turbines à gaz.....	10
II-1-1) Introduction	10
II-1-2) Historique	10
II-1-3) Classification des turbines à gaz.....	11
II-1-3.1) Par le mode de construction.....	11
II-1-3.2) Par le mode de travail	13
✓ Turbine à action	13
✓ Turbine à réaction	13
II-1-3.3) Par le mode de fonctionnement thermodynamique	14
✓ Turbine à gaz à cycle fermé	14
✓ Turbine à gaz à cycle ouvert	14
II-1-4) Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	15
II-1-5) Le cycle théorique des installations de turbine à gaz (cycle de Brayton)	15
II-1-6) Appellation des turbines à gaz GE	16
II-2) Description de la turbine à gaz MS9001E	17

II-2-1) Introduction	17
II-2-2) Définition	17
II-2-3) Technologie de la turbine à gaz MS9001E	18
II-2-4) Description du passage du gaz	19
II-2-5) Section compresseur	21
II-2-5.1) Rotor	21
II-2-5.2) Stator	22
✓ II-2-5.2-1) Le corps côté d'aspiration	22
✓ II-2-5.2-2) Le corps du compresseur	22
✓ II-2-5.2-3) Corps du compresseur c ô t é r é f o u l e m e n t	23
II-2-5.3) Aubages	23
II-2-6) Section combustion	24
II-2-6.1) Chambres de combustions	24
II-2-6.2) Enveloppe de combustion.....	25
II-2-6.3) Bougies d'allumage	26
II-2-6.4) Détecteurs de flamme	27
II-2-6.5) Pi è c e s d e t r a n s i t i o n	28
II-2-7) Section turbine	29
II-2-7.1) Rotor turbine	29
II-2-7.2) Directrices (Nozzles)	30
II-2-7.3) Aubages	30
II-2-8) Paliers	32
II-2-9) Syst è m e s a u x i l i a i r e s p r i n c i p a u x	34
II-2-9.1) Accouplements	34
II-2-9.2) Engrenages de transmission des accessoires	34
II-2-9.3) Syst è m e d e d é m a r r a g e	34
II-2-9.4) Syst è m e d ' a d m i s s i o n	34
II-2-9.5) Syst è m e d ' é c h a p p e m e n t	35
II-2-9.6) Le compartiment de contr ô l e	35
✓ Armoire de contr ô l e « SPEEDTRONIC » de la turbine	36
✓ L'armoire de l'alternateur.....	36
✓ L'armoire de contr ô l e c e n t r a l i s é e d e s m o t e u r s a u x i l i a i r e s	36
✓ Les batteries et chargeur	36
II-2-9.7) POSTE DE GAZ, Traitement du combustible	36

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E

III-1) Description du circuit de refroidissement d'huile	37
III-1-1) Introduction	37
III-1-2) Principe de fonctionnement (circulation d'huile).....	38
III-1-3) Les principaux équipements	39
III-1-3.1) Cuve à l'huile	39
III-1-3.2) La pompe à l'huile principale	40
III-1-3.3) Motopompes de 1er secours (motopompe auxiliaire)	41
III-1-3.4) La motopompe de soulèvement.....	41
III-1-3.5) Motopompe de 2 ^{ème} secours	42
III-1-3.6) Réfrigérant d'huile (échangeur de chaleur).....	42
III-1-3.7) Filtres à l'huile	42
III-1-3.8) Dispositif d'étranglement d'huile.....	42
III-1-3.9) Vanne d'arrêt d'urgence a commandé hydraulique	42
III-1-3.10) Ventilateur des buées	43
III-2) A éror éfrig érant, concept technologique	43
III-2-1) Généralités sur les groupes a éror éfrig érant	43
III-2-2) Pi èces de construction du groupe a éror éfrig érant	45
III-2-2.1) Faisceau tubulaire.....	46
III-2-2.2) Tubes à ailettes	46
III-2-2.3) Les boites de distributions, collecteurs	46
III-2-2.4) Boite à bouchons dévissables	47
III-2-2.5) Boite à couvercle démontable	47
III-2-2.6) Collecteur cylindrique (pour les haut pression)	47
III-2-2.7) Syst ème de ventilation	48
III-2-2.8) Boite de distribution de l'air.....	48
III-2-3) Description de l'a éror éfrig érant existant à la centrale HMO	49
III-2-3.1) Un réservoir tampon avec interrupteur de niveau d'eau	49
III-2-3.2) Un échangeur de chaleur air-eau sous forme de tubes	50
III-2-3.3) ventilateurs à tirage forcé.....	50
III-2-3.4) Pompes centrifuges à débit entrainés par des moteurs 88WC-1/2	51

III-2-3.5) Echangeur de chaleur eau/huile.....	52
III-3) Problématique relative au refroidissement d’huile de lubrification	53

Chapitre IV : Dimensionnement de l’aéroréfrigérant air/eau

IV-1) Introduction	55
IV-1-1) Principe de calcul	55
IV-2) Dimensionnement de l’aéroréfrigérant existant	55
IV-2-1) Les données de l’aéroréfrigérant.....	55
✓ Caractéristiques du fluide à l’intérieur des tubes à ailettes	56
✓ Caractéristiques du fluide à l’extérieur des tubes à ailettes.....	56
✓ Caractéristique d’huile de graissage.....	56
✓ Caractéristiques des tubes	56
✓ Caractéristiques des ailettes	56
IV-2-2) Calcul de Coefficient de convection côté tube (h_i), le fluide chaud	57
IV-2-2.1) Calcul du nombre de Prandtl.....	57
IV-2-2.2) Calcul le nombre de REYNOLDS	57
IV-2-2.3) Calcul de Vitesse d’écoulement d’eau dans les tubes	57
IV-2-3) Calcul de coefficient de convection au côté d’air (h_a), fluide froid	58
IV-2-4) Calcul de Coefficient d’échange global K	59
IV-2-5) Calcul de la quantité de chaleur à extraire du l’huile de lubrification	60
IV-2-6) Calcul de la quantité de chaleur extraite du à travers l’aéroréfrigérant	60
IV-2-6.1) Calcul de La différence de température moyenne logarithmique	60
IV-2-6.2) Correction de la différence de température moyenne logarithmique.....	60
IV-2-7) Calcul de la température de sortie du l’eau de refroidissement	61
IV-3) Dimensionnement de l’aéroréfrigérant proposé.....	61
IV-3-1) Calcul de la surface d’échange globale.....	61
IV-3-1.1) Calcul de la ΔT_{LM}	61
IV-3-2) Calcul de nombre de tubes	62
IV-3-3) Calcul des pertes de charge à l’intérieur des tubes	62
IV-3-3.1) Calcul de coefficient de friction f_t	62
IV-3-4) Calcul des pertes de charges à travers le faisceau.....	63
IV-3-5) Calcul de la puissance des ventilateurs	63
IV-3-5.1) Calcul du débit volumique d’air de chaque ventilateur	63
IV-4) Interprétations des résultats obtenus.....	65

IV-5) Etude économique	65
IV-5-1) Le coût des modifications de l'aéroréfrigérants.....	65

Conclusion générale

Liste des figures

Chapitre I

Figure I-1 : Organigramme du Groupe SONELGAZ	2
Figure I-2 : Les filiales du Groupe SONELGAZ	3
Figure I-3 : La répartition des montants d'investissements électricité et gaz	3
Figure I-4 : Organigramme de la société SPE	5
Figure I-5 : Image géographique de la centrale HMO	6
Figure I-6 : Centrale de TAG, l'unité HMO	7
Figure I-7 : centrale TG mobile, Hassi-Messaoud, HMO	7
Figure I-8 : Organigramme de l'unité HMO	8

Chapitre II

Figure II-1 : Turbine à gaz mono-arbre	11
Figure II-2 : Turbine à gaz bi-arbre	12
Figure II-3 : turbine à gaz à érod érivative	12
Figure II-4 : écoulement dans un étage d'une Turbine à action et à réaction	13
Figure II-5 : Diagramme (T, S) représentant les deux cycles, ouvert et fermé	14
Figure II-6 : Les variations de pression et température dans les sections de la TAG15	
Figure II-7 : Cycle théorique de Brayton des turbines à gaz	16
Figure II-8 : Méthode d'appellation des turbines à gaz	16
Figure II-9 : Turbine à gaz MS9001E	17
Figure II-10 : Ensemble turbine à gaz MS9001E	18
Figure II-11 : Système de passage du gaz	19
Figure II-12 : Sections principale de l'ensemble de la turbine à gaz MS9001E	20
Figure II-13 : Section compresseur	21
Figure II-14 : Rotor du compresseur avec deux faux arbres	22
Figure II-15 : Stator du compresseur	22
Figure II-16 : Carter d'admission avec des vanes de guidage variable	23
Figure II-17 : Assemblage du corps de compresseur, cot érefoulement	24
Figure II-17b : arrangement de la chambre de combustion	25
Figure II-18 : Chapeau de la chambre de combustion	25
Figure II-19 : Doublures de combustion, MS9001E	26
Figure II-20 : Chemise de combustion	26

Figure II-21 : Enveloppe de la chambre de combustion dont l'écoulement d'air....	26
Figure II-22 : Disposition du système de combustion, MS9001E	27
Figure II-23 : bougie d'allumage	28
Figure II-24 : Déecteur de flamme	28
Figure II-25 : Pièce de transition	29
Figure II-26 : Rotor de la turbine MS9001E.....	30
Figure II-27 : Segments de directrices du 1 ^{er} étage.....	31
Figure II-28 : Segment de directrice, 2 ^{ème} étage	31
Figure II-29 : Segment de directrice, 3 ^{ème} étage	31
Figure II-30 : Ensemble de roues et directrices de la turbine	32
Figure II-31 : Les aubes de la turbine	32
Figure II-32 : Les aubes pour chaque étage de turbine	33
Figure : II-33 : palier du support de la TAG.....	33
Figure II-34 : Système d'admission d'air	35
Figure II-35 : système d'échappement des gaz brûlés	35

Chapitre III

Figure III-1 : Schéma simplifié du circuit d'huile de lubrification	38
Figure III-2 : Coupe d'une cuve à huile	39
Figure III-3 : Pompe à l'huile principale	40
Figure III-4 : La pompe de soulèvement	41
Figure III-5 : Fonctionnement des aéroréfrigérants.....	44
Figure III-6 : Principe de l'aéroréfrigérants à air induit	44
Figure III-7 : Principe de l'aéroréfrigérants à air forcé	45
Figure III-8 : Constitution du groupe aéroréfrigérant.....	45
Figure III-9 : Faisceau d'aéroréfrigérant	46
Figure III-10 : Boite de distribution à bouchons dévissables	47
Figure III-11 : Boite de distribution à couvercle démontable.....	47
Figure III-12 : Collecteur cylindrique.....	48
Figure III-13 : Système de distribution d'air	49
Figure III-14 : Réservoir tampon du l'aéroréfrigérant.....	49
Figure III-15 : Faisceau tubulaire de l'aéroréfrigérant, centrale HMO	50
Figure III-16 : Ventilateur à tirage forcé.....	51

Figure III-17 : Thermostats de contrôle de mise en service des ventilateurs	51
Figure III-18 : Pompe eau de refroidissement 88WC.....	52
Figure III-19 : échangeur de chaleur eau/huile (E102)	52

Chapitre IV

Figure IV-1 : Tube à ailette.....	56
--	----

Liste des Tableaux

Chapitre II

Tableau II-1 : Matériaux utilisé pour les composants de la MS9001E.....	18
--	----

Chapitre III

Tableau III-T1 : Caractéristique d’huile de graissage OTE32	37
Tableau III-T2 : Identification, figure III-2.....	40
Tableau III-T3 : Identification, figure III-3.....	41
Tableau III-T4 : Caractéristique des tubes d’échanger de chaleur.....	50
Tableau III-T5 : Caractéristique d’ailettes d’échangeur de chaleur	50
Tableau III-T6 : Caractéristique des ventilateurs de l’aéroréfrigérant.....	50

Chapitre IV

Tableau IV-1 : Caractéristique du fluide chaud (eau).....	55
Tableau IV-2 : caractéristique du fluide froid (air).....	56
Tableau IV-3 : caractéristique d’huile de lubrification.....	56
Tableau IV-4 : Données de calcul pour tubes	56
Tableau IV-5 : Donnée de calcul pour ailettes.....	56

Nomenclature

Symboles	Spécification	Unité
\dot{m}_a	Débit massique d'air	kg/s
\dot{m}_e	Débit massique d'eau	kg/s
T_{ce}	Température d'entrée de fluide chaud	°C
T_{cs}	Température de sortie de fluide chaud	°C
T_{fe}	Température d'entrée de fluide froid	°C
T_{fs}	Température de sortie de fluide froid	°C
T_{he}	Température d'entrée d'huile	°C
T_{hs}	Température de sortie d'huile	°C
T_m	Température moyenne du fluide	°C
Cp_a	Chaleur massique spécifique d'air	J/kg °C
Cp_e	Chaleur massique spécifique d'eau	J/kg °C
Cp_h	Chaleur massique spécifique d'huile	J/kg °C
ρ_e	Masse volumique de l'eau	kg/m ³
ρ_a	Masse volumique d'air	kg/m ³
λ_a	La conductivité thermique de l'air	W/m °C
λ_e	La conductivité thermique de l'eau	W/m °C
μ_a	La viscosité dynamique d'air	W/m °C
μ_e	La viscosité dynamique d'eau	W/m °C
D_r	Diamètre extérieur des tubes	mm(millimètre)
D_i	Diamètre intérieur des tubes	mm(millimètre)
E_p	Epaisseur de tube	mm(millimètre)
L	Longueur du tube	m
λ_t	La conductivité thermique des tubes	W/m °C
N_r	Nombre de rangées de tube	/
N_p	Nombre de passe pour tube	/
N	Nombre de tube /rangée	/

δt	Le pas pour tube	mm(millim ère)
d_a	Diam ètre des ailettes	mm(millim ère)
e_a	Epaisseur des ailettes	mm(millim ère)
l	Largeur de l'ailette	mm(millim ère)
h_{ai}	La hauteur de l'ailette	mm(millim ère)
δa	Espacement entre deux ailettes	mm(millim ère)
λ_{ail}	La conductivité thermique d'ailette	W/m °C
Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Re	Nombre de Raynolds	/
V_e	Vitesse d'écoulement d'eau dans le tube	m/s
h_i	Le coefficient de convection interne	W/m °C
h_a	Le Coefficient de convection côté air	W/m °C
G_{Max}	La Vitesse massique de l'air	Kg/m ² s
S_f	La surface faciale de faisceau	m ²
S_i	Surface interne du tube nu	m ²
S_T	Surface totale du tube ailette	m ²
R_a	la résistance d'encrassement au côté d'air	(m ² .s .°C)/J
R_e	la résistance d'encrassement au côté d'eau	(m ² .s .°C)/J
ϵ_{ai}	l'efficacité de l'ailette	/
K_0	Coefficient d'échange globale	W/m °C
φ	Flux de chaleur	W
$S_{t_{tot}}$	la surface d'échange globale	m ²
ΔT_{LM}	Diff érence de température logarithmique moyenne	°C
S_{Tu}	la surface d'un seul tube	°C
ΔP_t	Les pertes de charge à l'intérieur des tubes	Pa
f_t	Le coefficient de friction	/
ΔP_a	Les pertes à travers le faisceau	Pa

f_a	Le coefficient de perte de charge pour faisceau	/
ΔP_{dy}	la variation de pression dynamique dans l'anneau du ventilateur	Pa
P_v	La puissance des ventilateurs	KW
S_v	laSection de ventilateur	m ²
η_m	Rendement m écanique	/
η_v	Rendement de ventilateur	/

INTRODUCTION GENERALE

L'échange de chaleur entre deux fluides à température différentes séparés par une paroi solide intervient dans des très nombreuses réalisations industrielles, le dispositif utilisé pour effectuer cet échange s'appelle l'échangeur de chaleur et on le rencontre très fréquemment dans les procédés chimiques mais il intervient aussi dans les systèmes de conditionnement d'air, dans les engins spéciaux, les usines de production d'énergie, etc.

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique, cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid.

Notre travail consiste à trouver une solution adéquate au problème d'augmentation de température d'huile de lubrification d'un groupe turbine à gaz, qui après son retour du circuit de refroidissement des paliers et bien d'autres organes du groupe atteint une température d'alarme estimée à 100 °C, l'échangeur de chaleur à dimensionner est une batterie à ailettes air-eau d'un aérofrigorant, qui sert à refroidir l'huile de lubrification de la turbine MS9001E sans changement de phase.

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre la présentation et l'organisation de la centrale de production d'électricité HMO et son groupe d'appartenance SONELGAZ, Le deuxième chapitre présente une description des équipements principaux de la turbine à gaz MS9001E disposée à la centrale HMO.

Le troisième chapitre consiste à une étude du circuit de refroidissement d'huile de la Turbine à gaz ainsi qu'une description de l'aérofrigorant de la centrale de production, On clôture le chapitre par un exposé de la problématique que nous traitons dans ce mémoire.

Dans le quatrième chapitre, on propose une solution à la problématique posée et pour ce faire, on présente la méthode de vérification et de dimensionnement d'un aérofrigorant et les corrélations utilisées pour ce type d'échangeurs, à la fin, nous évaluons et discuterons les résultats de calcul.

Finalement, ce mémoire se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I : Pr ésentation de la centrale de production
HMO.

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.

I-1) Introduction

Avant l'indépendance de l'Algérie la production d'électricité est assurée par la société française EGA (Electricité et Gaz d'Algérie), après l'indépendance du pays EGA reste active jusqu'à 1969, à cause de la décision présidentielle du défunt Houari Boumediene, EGA devient SONELGAZ la société nationale de l'électricité et du gaz.

I-2) Groupe SONELGAZ

Le groupe SONELGAZ « Société Nationale de l'Electricité et du Gaz », premier opérateur énergétique en Algérie, assure plusieurs missions dans le domaine de l'énergie. Ces dernières, allant de la gestion du réseau électrique et gazier à la distribution et commercialisation de l'électricité et du gaz au profit tant des professionnels que des particuliers, font du SONELGAZ un acteur incontournable de l'économie nationale.

La Société Nationale de l'Electricité et du Gaz (SONELGAZ), créée le 28 juillet 1969, en remplaçant de l'entité précédente Electricité et Gaz d'Algérie (EGA) chargée de la production, la distribution, l'importation et l'exportation d'électricité et du gaz.

I-2-1) Historique du groupe [1]

- En 1969, la création du SONELGAZ en remplaçant l'EGA.
- En 1977, le plan national d'électrification et développement de l'espace rural.
- En 1983, la naissance des entreprises travaux, six entreprises autonomes ont été créées : KAHRIF pour l'électrification, KAHRAKIB - Infrastructures et installations électriques, KANAGAZ - Réalisation des réseaux gaz, INERGA - Génie civil, ETTERKIB – Montage industriel et l'entreprise AMC - Fabrication des compteurs et appareils de mesure et de contrôle.
- En 1991, changement de la nature juridique, SONELGAZ devient établissement public à caractère industriel et commercial (EPIC).
- En 1998, la création de 9 filiales périphériques.
- En 2002, la transformation de l'EPIC en une holding de sociétés par action.
- En 2004, la création de trois sociétés « métiers », SPE pour la production de l'électricité, GRTE pour le transport de l'électricité et GRTG pour le transport du gaz.
- En 2005, la création de la société civile de médecine du travail (SMT) et d'une société de recherche et développement de l'électricité et du gaz (CREDEG).
- En 2006, l'émergence de 4 sociétés de distribution de l'électricité et du gaz (SDA, SDC, SDE et SDO) et une société de gestion du système électrique national (OS).

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.

I-2-2) Organisation du groupe [1]

SONELGAZ, et afin de se mettre en conformité avec les dispositions de la loi de février 2002, qui lui confère le statut de Société Par Actions, s'est érigée en un Groupe Industriel constitué de sociétés opérationnelles et d'une Société Mère. Chacune des sociétés ayant des missions et objectifs différents, il en ressort les principes d'organisation suivants:

Maison Mère : elle est chargée essentiellement de l'élaboration de la stratégie et de pilotage du Groupe, le contrôle des filiales, l'élaboration et la mise en œuvre de la politique financière et la définition de la politique de développement de la Ressource Humaine.

Filiales Métiers de base: Durant ces cinq dernières années, les métiers de base de SONELGAZ ont été érigés en filiales. Au nombre de huit, ces dernières activent dans les domaines de la production, la gestion du réseau de transport, la gestion du système production transport, la distribution de l'électricité et du gaz (quatre sociétés).

Filiales Travaux : Les entreprises de réalisation érigées en entreprises autonomes à la faveur de la restructuration de 1984 ont été réintégrées, depuis janvier 2006, au sein du Groupe SONELGAZ.

Filiales Périphériques: SONELGAZ a externalisées activités périphériques et les a confiées à des filiales dont elle détient entièrement le capital, Ces filiales sont au nombre de quatorze et opèrent dans des activités diverses.

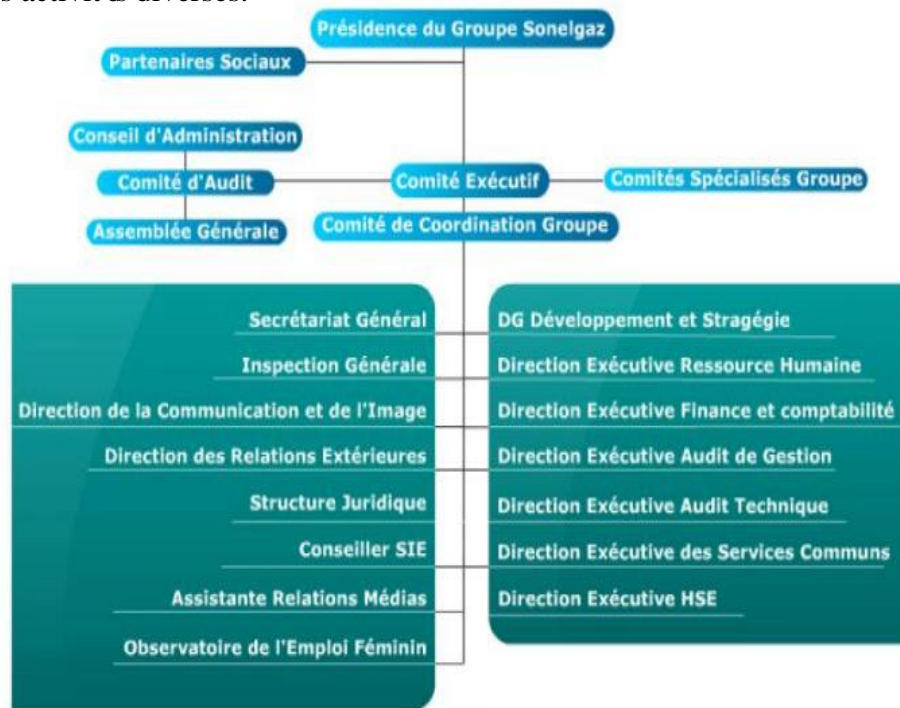


Figure I-1 : Organigramme du Groupe SONELGAZ.

Chapitre I : Pr ésentation de la centrale de production HMO.



Figure I-2 : : Les filiales du Groupe SONELGAZ.

I-2-3) Le groupe en chiffres [2]

L'enveloppe financière du programme de développement global est de l'ordre de 3 576 milliards de dinars. Ce montant concerne l'ensemble des investissements décidés ou en idée de projet relatifs à la production de l'électricité, au transport de l'électricité, au transport du gaz et à la distribution de l'électricité et du gaz ainsi qu'au plan infrastructure.

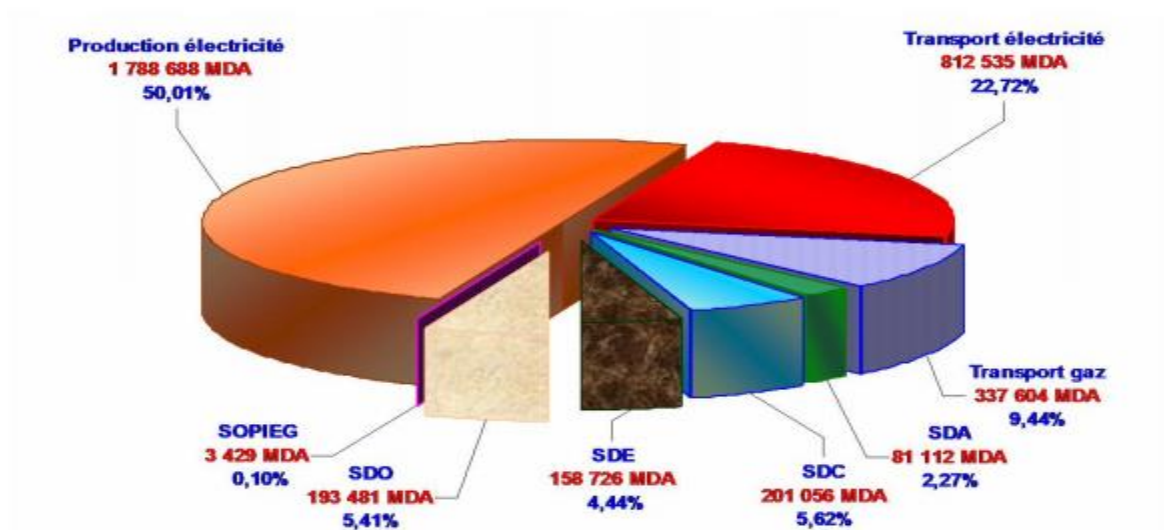


Figure I-3 : La répartition des montants d'investissements électricité et gaz sur la période 2010-2020

I-2-4) Missions du groupe

Chapitre I : Pr ésentation de la centrale de production HMO.

La production, le transport, la distribution et la commercialisation de l'électricité en Algérie. Le transport du gaz pour les besoins du marché national, La distribution et la commercialisation du gaz par canalisation.

➤ Logo du groupe :



I-3) La filiale SPE (Soci é Algérienne de production d'Electricité)

I-3-1) Pr ésentation g énérale de la SPE : [1]

La Société de Production de l'Electricité (SPE) est une filiale du groupe (SONELGAZ) qui a pour mission de production d'électricité à partir de sources thermiques et hydrauliques répondant aux exigences de disponibilité, fiabilité, sécurité et protection de l'environnement, Elle est également chargée de commercialiser l'électricité produite.

Créée en Janvier 2004, SPE dispose d'un parc de production d'une capacité qui totalise une puissance installée de 8406MW dont 7225 MW Pour le réseau interconnecté et le reste pour les réseaux isolés du sud, composé de quatre filières de types et de paliers de puissance différents Classés suivant l'énergie primaire utilisée, celui-ci se décompose comme suit :

- Turbine à Vapeur (2740 MW) : Elle est composée de 20 Groupes de puissance unitaire comprise entre 70 MW et 230 MW (43,29 %).
- Turbine à Gaz (3576 MW) : Elle est constituée de 84 Groupes dont la puissance unitaire varie de 20 MW à 250 MW. (49,55%).
- Hydraulique (249 MW) : Elle est constituée de 34 groupes dont la puissance unitaire varie de 1 MW à 5MW pour les basses chutes et de 12 MW à 50 MW pour les hautes chutes(3.39%).
- Diesel (175 MW) : Elle est composée de 183 groupes de puissance unitaire de 0,35 MW à 8 MW, Les groupes de cette filière sont installés au Sud et alimentent des réseaux isolés. (2.77%)

La société SPE emploie plus de 3383 agents, Elle a réalisé un chiffre d'affaires de 34 Milliards DA en 2006, présente sur l'ensemble du territoire national par ses centrales et ses

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.

unités de production, Elle ambitionne de demeurer l'opérateur dominant en matière de fourniture de l'énergie électrique, Son programme de développement est orienté vers l'augmentation de la disponibilité et la fiabilité des groupes de production.

I-3-2) Organigramme de la Société de production d'électricité

L'organigramme de SPE est le suivant:

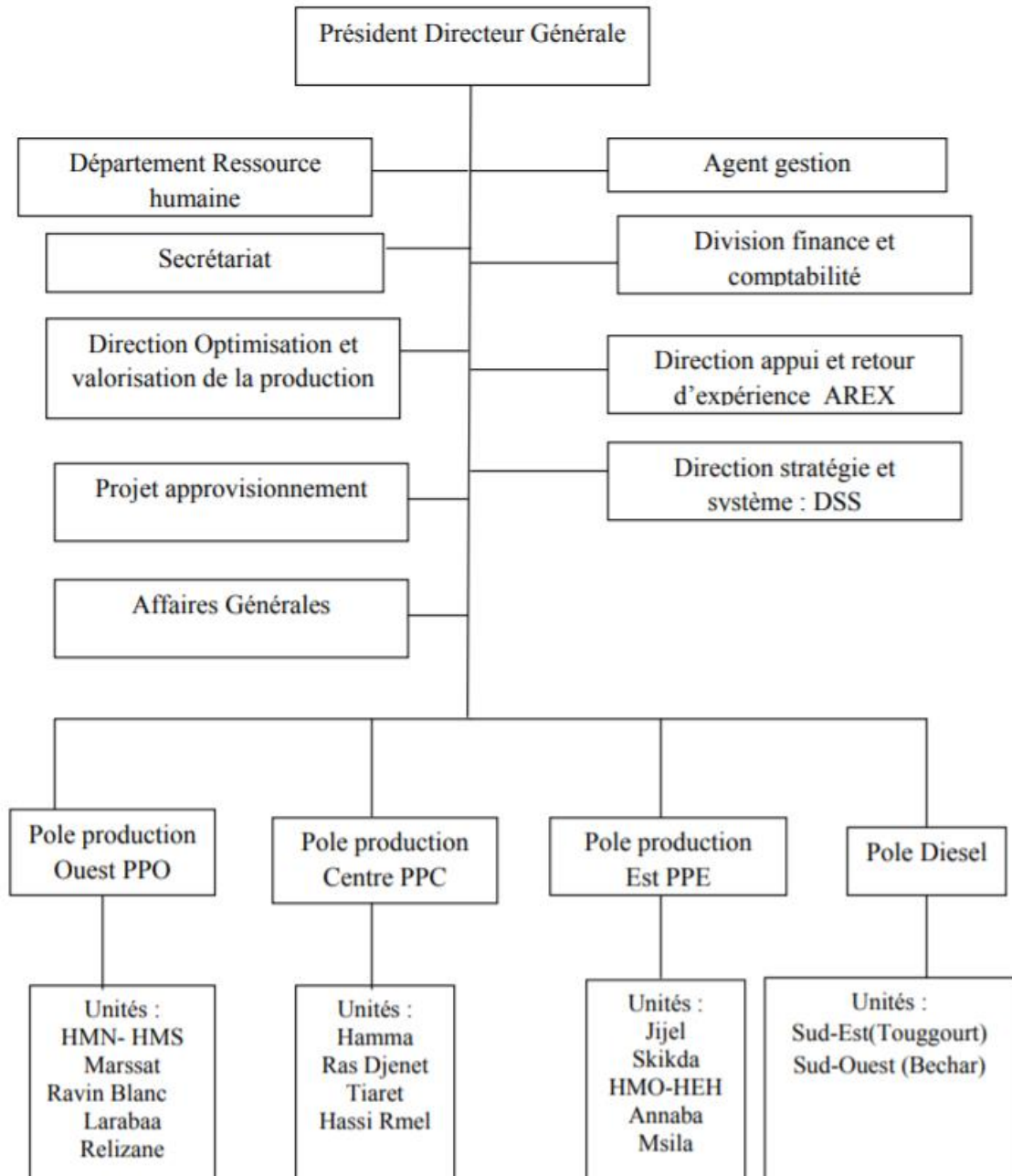


Figure I- 4 : Organigramme de la société SPE

I-4) L'unité de production HMO

I-4-1) Description générale de l'unité :

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.

La centrale de la production d'électricité HMO située à la ville de HASSI-MESSAOUD, wilaya d'Ouargla au Sud East d'Algérie, elle occupe une superficie de 24 hectares.



Figure I-5 : Image géographique de la centrale HMO [3].

L'unité de production HMO (Hassi Messaoud Ouest) est un ensemble de centrales TG réparties à travers un espace délimité, est chargée d'assurer l'exploitation et la maintenance des moyens de production et des installations annexes.

L'ensemble formé constitue une unité de production de l'énergie électrique composée de 04 groupes turbo-alternateurs respectivement sont TAG01, TAG02, TAG03, TAG04, La capacité totale de production est environ 492 MW par chaque groupe et la puissance fournie au réseau est de 123 MW.

- Le fabricant de ces Turbines à gaz est **NOUVO-PIGNONE**

De type **MS9001E** (sous licence **GE** Générale Electric)

- Le fabricant de l'alternateur est **AnsaldoSTS**



Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.



Figure I-6 : Centrale de TAG, l'unité HMO.

Dans le but d'améliorer la production d'électricité, la capacité de production de la centrale électrique HMO a été renforcée récemment par quatre turbines à gaz mobile, afin de renforcer le réseau de distribution et de faire face à d'éventuels problèmes d'approvisionnement en énergie électrique notamment en période estivale.

La centrale TG mobile est composée essentiellement d'un système d'alimentation en gaz naturel, d'une centrale électrique équipée de turbines à gaz et d'un système d'évacuation électrique.



Figure I-7 : centrale TG mobile, Hassi-Messaoud, HMO

I-4-2) L'organigramme de l'unité de production

L'organigramme de l'unité HMO est le suivant :

Chapitre I : Présentation de la centrale de production HMO.

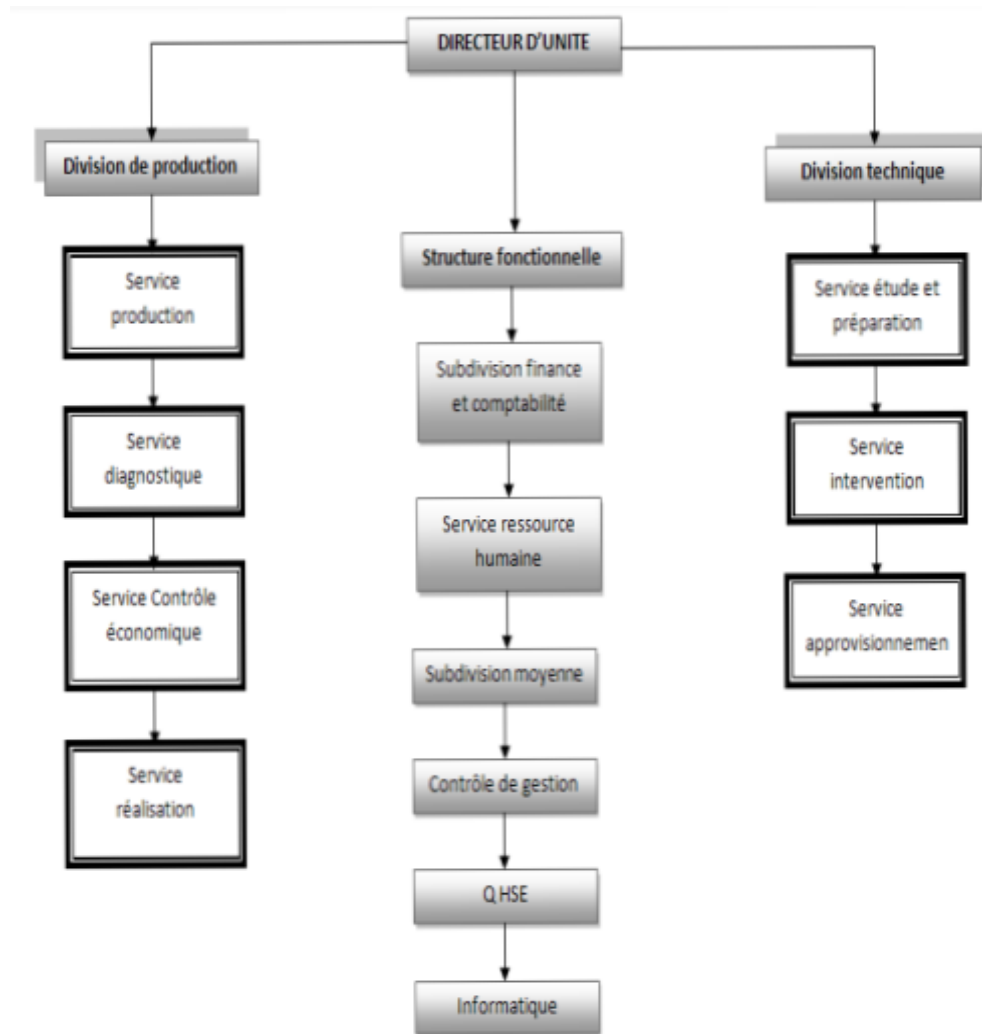


Figure I-8 : Organigramme de l'unité HMO

I-4-3) Mission de l'unité

Les missions principales de l'unité de production SPE/PPE/HMO sont :

- Réaliser le programme de production fixé par l'opérateur système.
- Garantir la disponibilité du matériel, la continuité et la qualité de service.
- Veiller à la sécurité des personnes et du matériel et à la protection de l'environnement.
- Respecter les doctrines d'exploitation et de maintenance définies par SPE.
- Veiller à l'utilisation et l'entretien du matériel dans les meilleures conditions de coûts et de fiabilité.

**Chapitre II : Description de la turbine à gaz
MS9001E**

II-1) Généralités sur les turbines à gaz.

II-1-1) Introduction

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant, En effet elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie 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.

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide dans toutes sections données, mais contrairement à la turbine à vapeur, le fluide ne subit qu'une seule transformation qui est la détente.

II-1-2) Historique [4]

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

Les progrès obtenus dans la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance spécifique et de rendement, obtenus en augmentant les températures maximales dans le cycle thermodynamique.

Dans ce domaine, trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée du premier étage du rotor de la turbine :

- 1^{er} generation: $760 < T_{\max} < 955$ °C
- 2^e generation: $955 < T_{\max} < 1124$ °C
- 3^e generation: $1149 < T_{\max} < 1288$ °C

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

II-1-3) Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points, Par le mode de travail, le mode de fonctionnement thermodynamique et le mode de construction.

II-1-3.1) Par le mode de construction

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir, dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre dites aussi mono-arbre, elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité), Une turbine à gaz peut comporter une seule ligne d'arbre comprenant le compresseur d'air, la turbine de détente des gaz à la sortie de la chambre de combustion et l'appareil entraîné. Dans ces conditions la turbine fournit à la fois la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur d'air et la puissance utile.

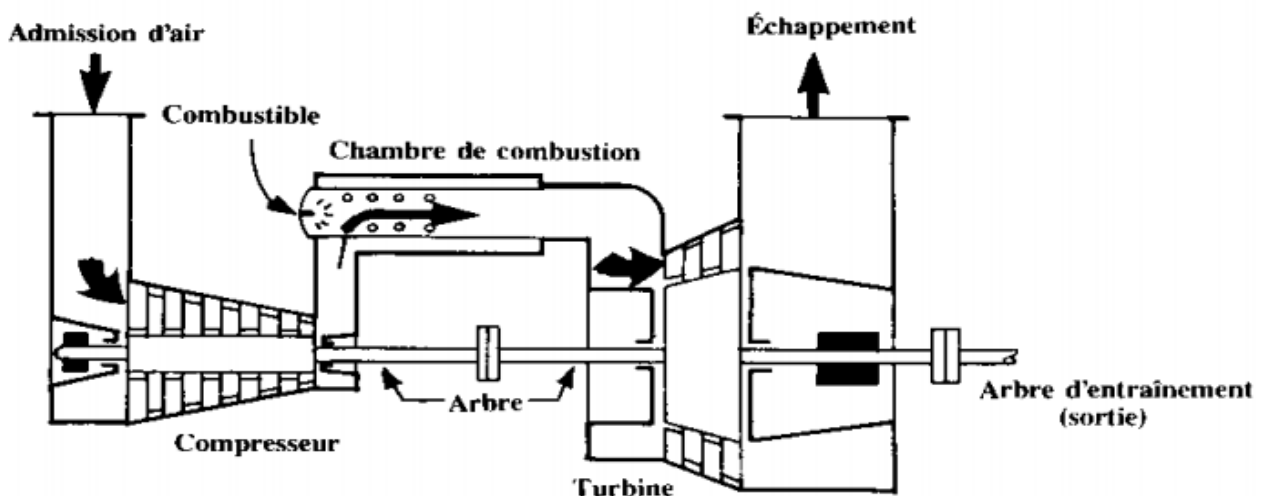


Figure II-1 : Turbine à gaz mono-arbre

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs...), elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG) et la deuxième est liée à la charge.

La première de ces lignes d'arbre est constituée par le compresseur d'air et une turbine dite auxiliaire, formant un turbocompresseur équilibré, La deuxième comprend la turbine dite motrice ou turbine d'entraînement.

Bien plus que complexe, la turbine à 2 lignes d'arbre se justifie du point de vue du transport de gaz par une plus grande souplesse d'exploitation.

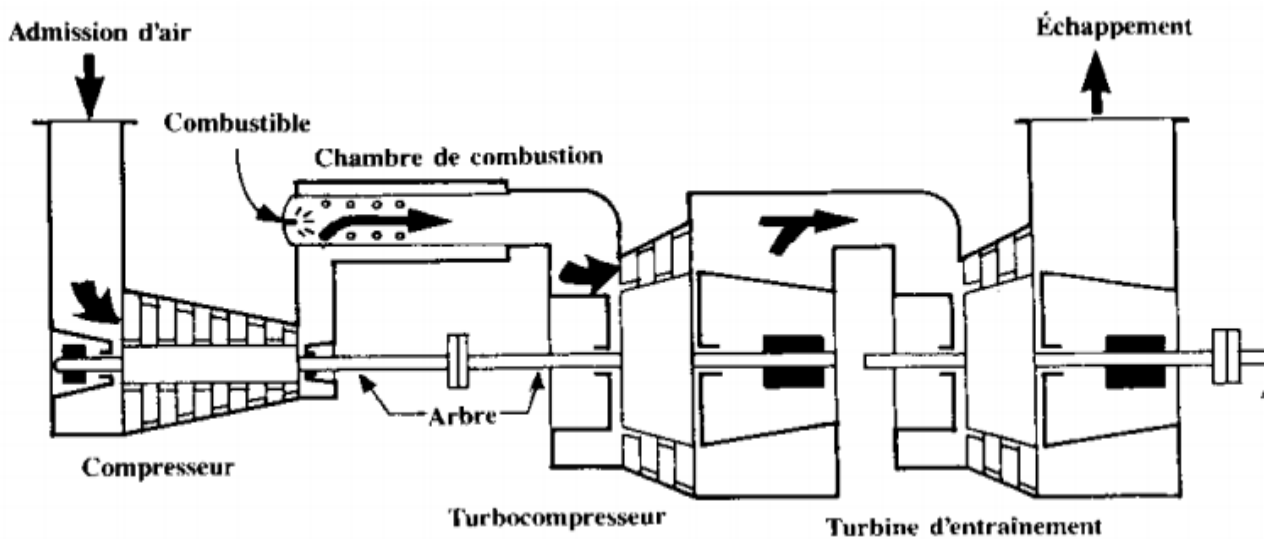


Figure II-2 : Turbine à gaz bi-arbre

Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées, dans ce type la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

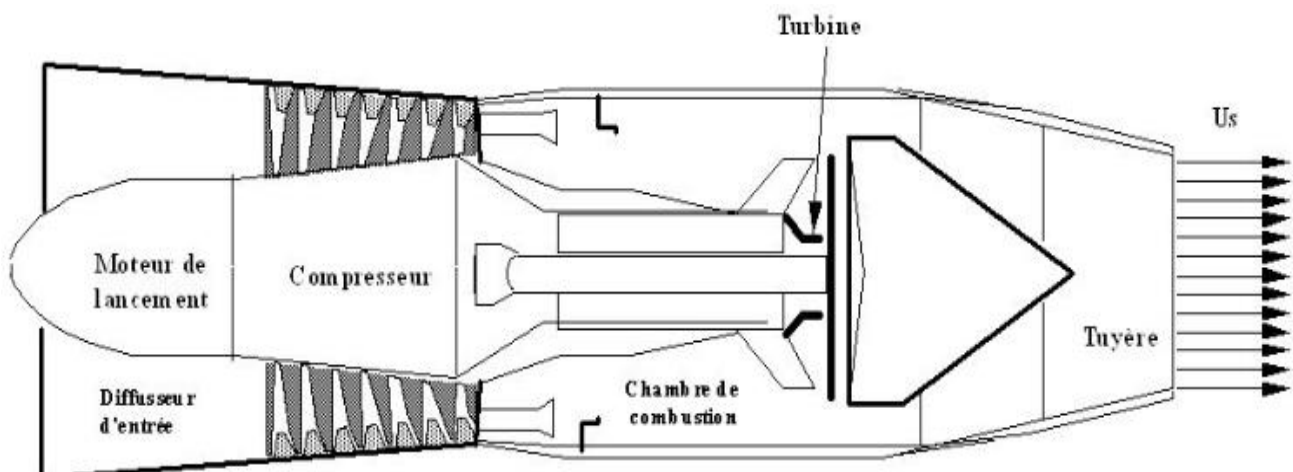


Figure II-3 : turbine à gaz aérodérivée.

II-1-3.2) Par le mode de travail

➤ Turbine à action :

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes, désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique $P_0 > P_1 = P$.

➤ Turbine à réaction

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique, l'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique, $P_0 > P_1 > P_2$.

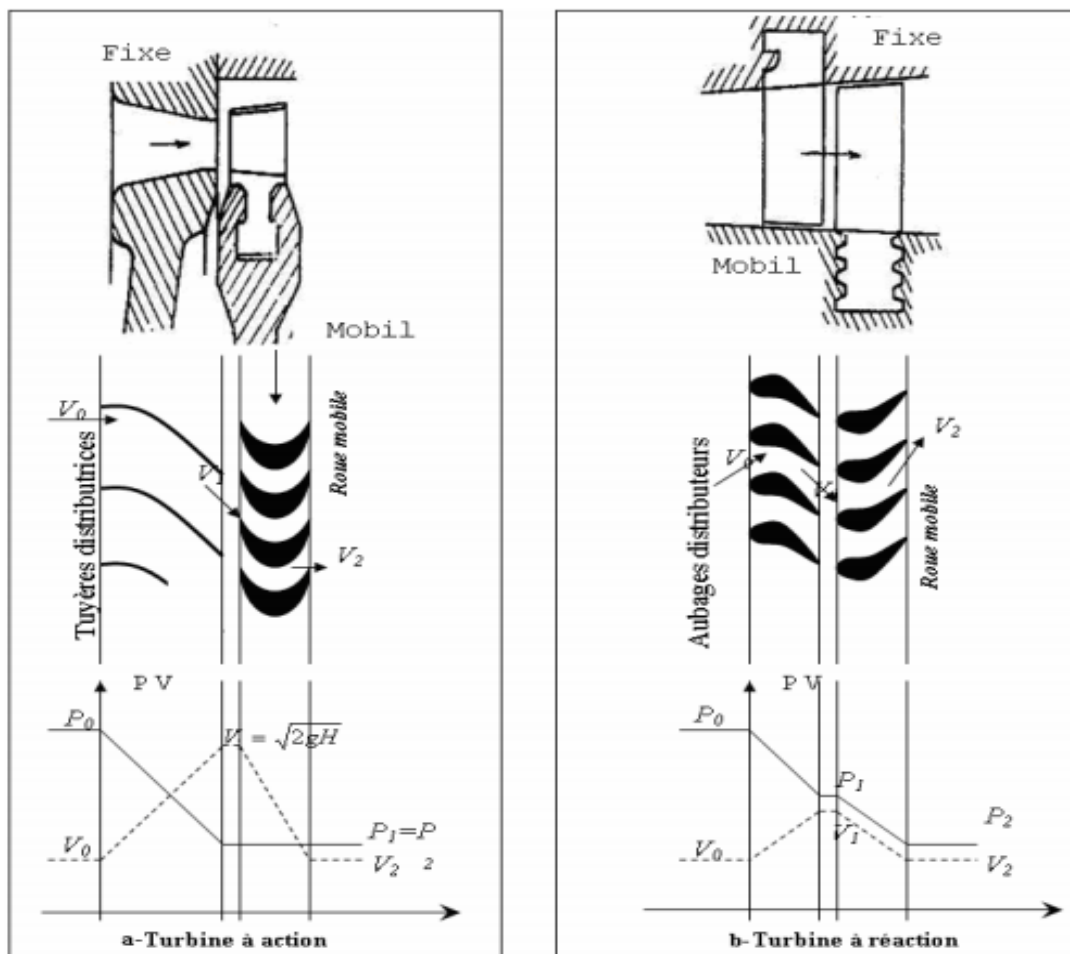


Figure II-4 : écoulement dans un étage d'une Turbine à action et une autre à réaction.

Le degré de réaction(ϵ), Un coefficient qui caractérise la répartition de l'énergie thermique totale, est le rapport entre la chute d'enthalpie dans les canaux mobiles et la chute théorique disponible de l'étage.

On peut dire que la turbine à action, est un cas particulier de la turbine à réaction, dont le degré de réaction est nul ($\epsilon=0$).

II-1-3.3) Par le mode de fonctionnement thermodynamique

➤ Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple, est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement
- Turbine à cycle régénéré : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

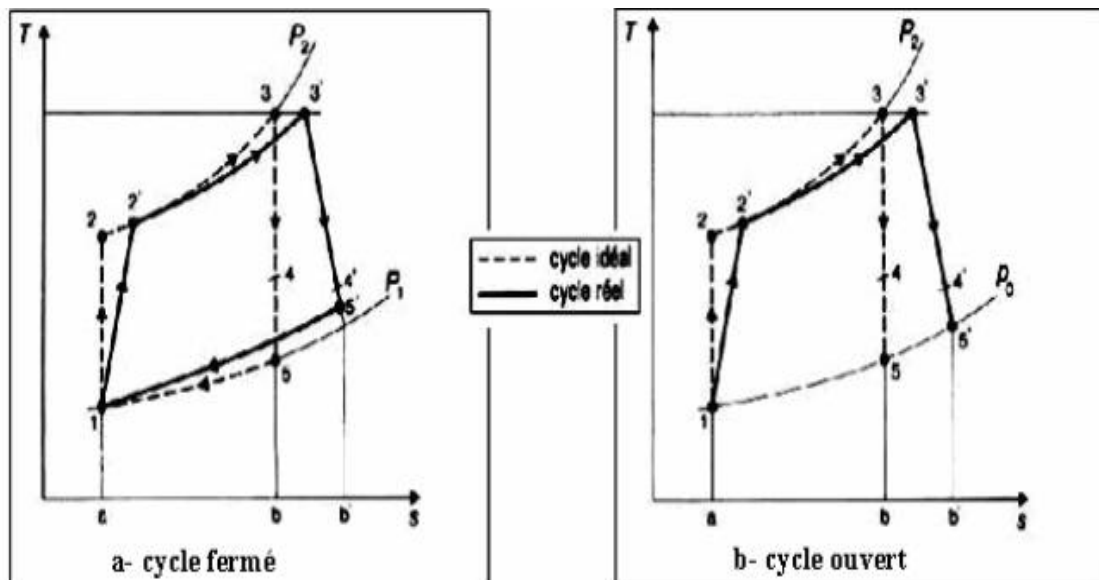


Figure II-5 : Diagramme (T, S) représentant les deux cycles, ouvert et fermé

II-1-4) Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

La turbine à gaz extrait de l'air du milieu environnant et le comprime à une pression plus élevée, elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion et l'achemine à pression et à température élevées vers la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre, ceci sert d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite couplée avec la machine au moyen d'un accouplement, de l'autre côté, sert à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

A la fin du cycle, la turbine à gaz décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La figure 2-6 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

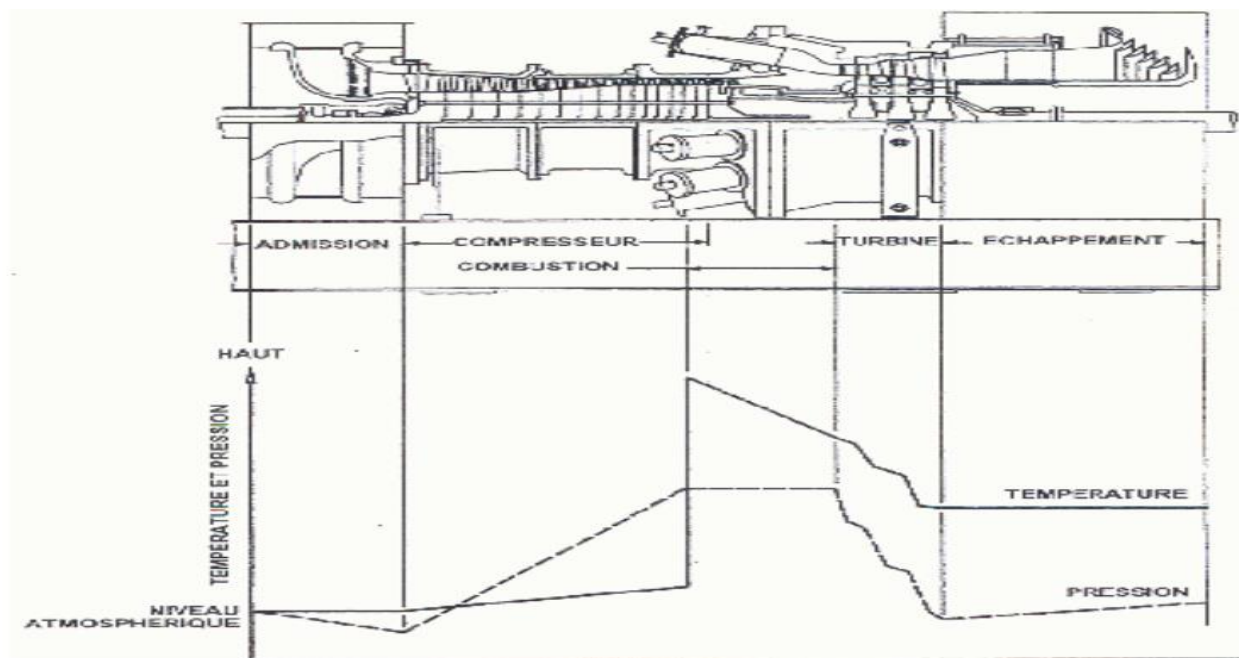


Figure II-6 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine à gaz.

II-1-5) Le cycle théorique des installations de turbine à gaz (cycle de Brayton) [5]

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz, il a été proposé pour la première fois par George Brayton dans le moteur à piston alternatif qu'il a développé vers 1870, aujourd'hui, il est utilisé pour les turbines à gaz seulement lorsque les processus de compression et de détente se déroulent dans des machines tournantes.

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS9001E

Le cycle de brayton est constitué de quatre processus internes :

- (1-2) Compression isentropique (dans un compresseur).
- (2-3) Ajout de chaleur à pression constante.
- (3-4) Détente isentropique (dans une turbine).
- (4-1) Rejet de chaleur à pression constante

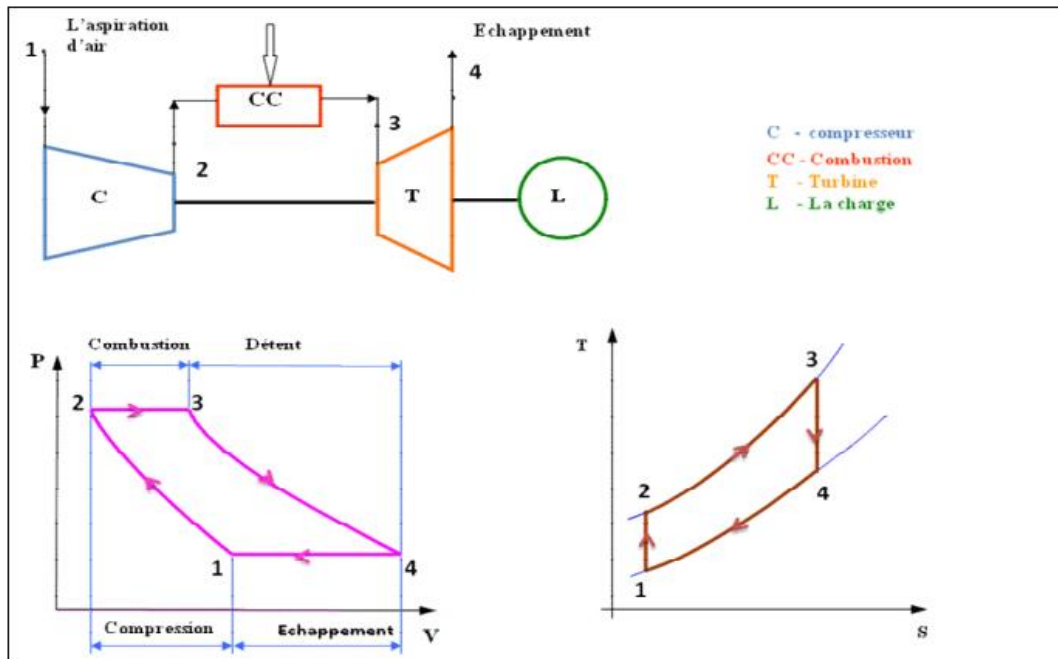


Figure II-7 : Cycle théorique de Brayton des turbines à gaz.

II-1-6) Appellation des turbines à gaz GE

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme

MS $\times \times \times \times \times \times$, l'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002c, MS9001b... etc., en s'intéressant pas à la puissance développée.

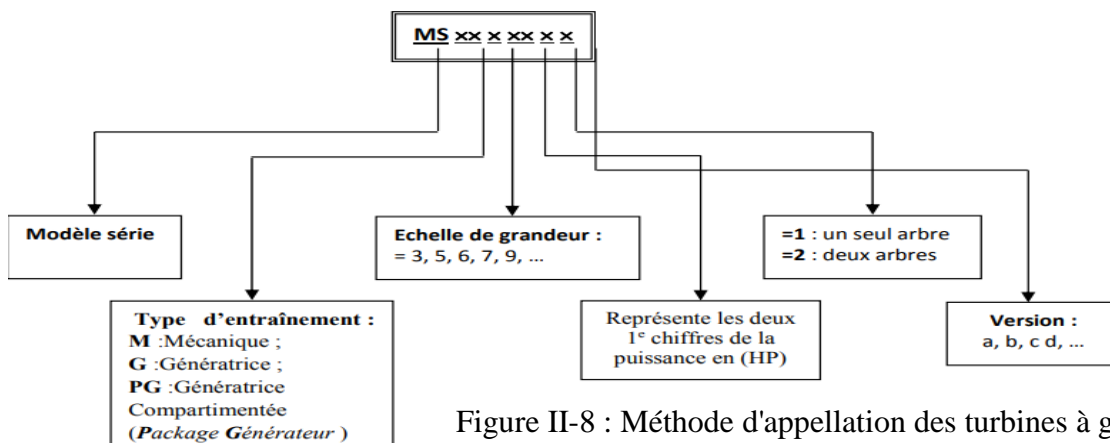


Figure II-8 : Méthode d'appellation des turbines à gaz.

II-2) Description de la turbine à gaz MS9001E : [6] [7] [8]

II-2-1) Introduction

Au cours de la dernière décennie, des pressions ont été exercées sur les services publics et les producteurs d'électricité indépendants pour qu'ils maintiennent le cap sur les nouveaux investissements. Une technologie de conception avancée est établie pour la production de nouvelles unités et ensuite appliquée aux turbines à gaz et de nombreux nouveaux programmes de mise à niveau ont été introduits pour les turbines à gaz à usage intensif conçues par GE y compris le modèle MS9001E.

La première unité de production de cette nouvelle série de modèle GE-MS9001E a été rangée sur le site du client en juin 1980 et prête à être mise en service en décembre 1980, l'unité a été installée à Kirchlengern en Allemagne de l'Ouest dans le cadre du réseau électrique de Essen un associé de General Electric Manufacturers, elle s'agissait de la première turbine à gaz de plus de 100 MW au monde.



Figure II-9 : Turbine à gaz MS9001E

II-2-2) Définition

La turbine à gaz MS9001E est un moteur d'entraînement à haute performance destinée aux applications de services publics à 50HZ, soit pour un cycle simple ou bien pour le mode de fonctionnement avec récupération de chaleur et conçu pour brûler une variété de combustibles liquides et gazeux (Gaz naturel, Gaz naturel liquéfié).

Cette dernière comporte un compresseur à 17 étages avec une conception à disques empilés, un système de combustion à flux inversée et une turbine à trois étages, elle robuste à arbre unique et qui tourne à une vitesse nominale de 3000 rpm.

L'ensemble turbine à gaz MS9001E comprend six sections principales (Entrée d'air, Compresseur, Système de combustion, Turbine, Échappement, Systèmes de support).

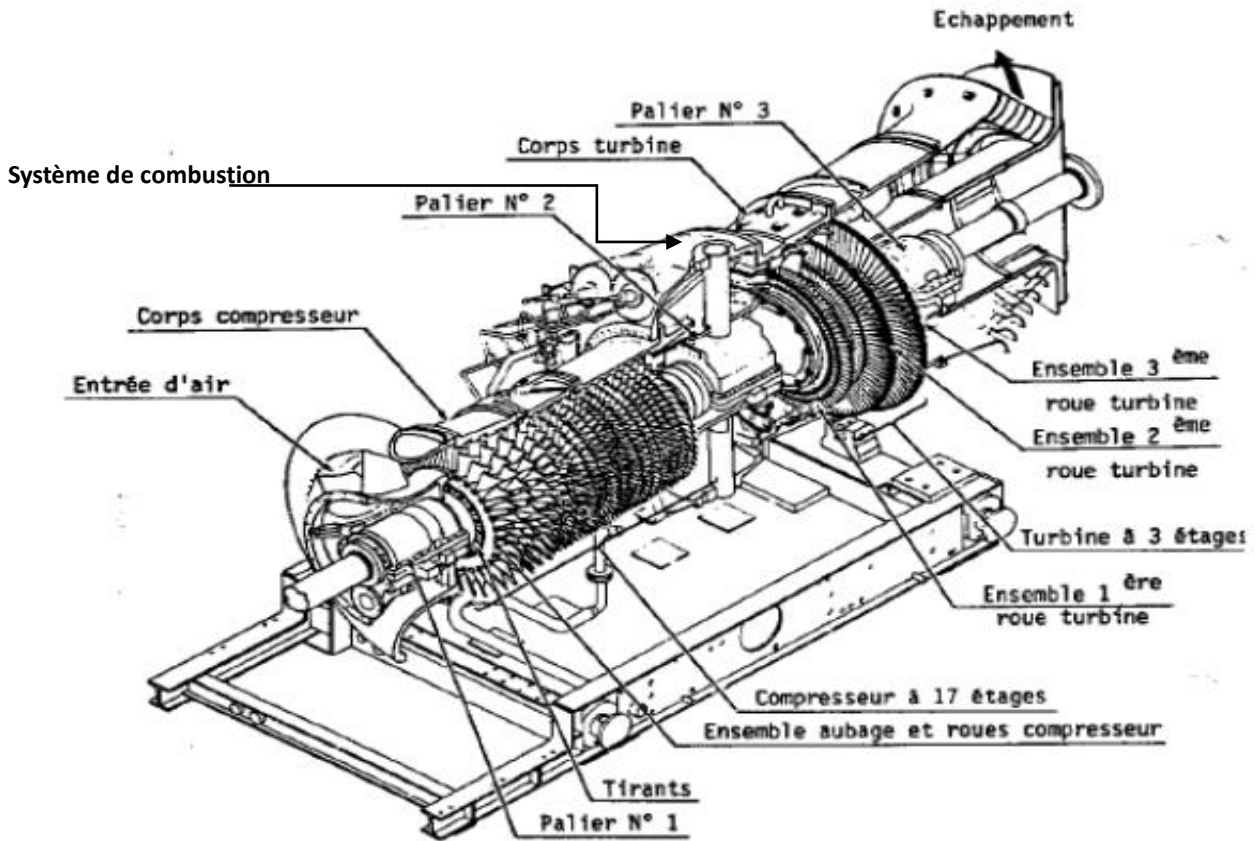


Figure II-10 : Ensemble turbine à gaz MS9001E.

II-2-3) Technologie de la turbine à gaz MS9001E : [6]

Une technologie dérivée du développement continu des produits, des rapports de service sur le terrain et des nouveaux matériaux a permis d'améliorer le concept de la turbine à gaz MS9001E, cet amendement a été réalisé prépondérante sur :

- Les technologies de refroidissement des parts de température élevée.
- Les matériaux et protections résistantes aux conditions des températures élevées.
- Les matériaux directement solidifiés "DirectionallySolidified (DS) et la barrière de protection thermique "Thermal BarrierCoating (TBC)"
- Les brûleurs avec faibles émissions de Nox.

Les matériaux et procédés utilisés pour la fabrication des principaux composants sont :

Élément	Matière
Aubes de compresseur	12 Cr Acier
Rotor de compresseur	Ni-Cr-Mo-V (étages 1-15) Cr-Mo-V (étages 16 et 17)
Carter de compresseur	Fonte grise

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS9001E

Chemise de combustion et les pièces de transition	Hastelloy-X Fonte d'acier
Tuyères de turbine	FSX-414
Aubes de turbine	IN738 (étages 1 & 2) U500 (étage 3)
Rotor de turbine	Cr-Mo-V
Coque de turbine	Fonte ductile

Tableau II-1 : Matériaux utilisés pour les composants de la MS9001E

- **HASTELLOY X** est un alliage de base de nickel forgé avec une excellente résistance à haute température et à l'oxydation.
- **FSX-414** est un alliage de résistance à la rupture, l'oxydation et à la corrosion.
- **IN738, U500** sont des alliages à base de nickel d'une résistance supérieure à la corrosion et élevée au fluage.
- **Ni-Cr-Mo-V** est un Acier à base de Nickel-Chromium-Molybdenum-Vanadium.

II-2-4) Description du passage du gaz :

Le passage du gaz est la voie par laquelle les gaz circulent à travers la turbine à gaz de l'entrée d'air à l'échappement de la turbine en passant par le compresseur, la section de combustion et la turbine.

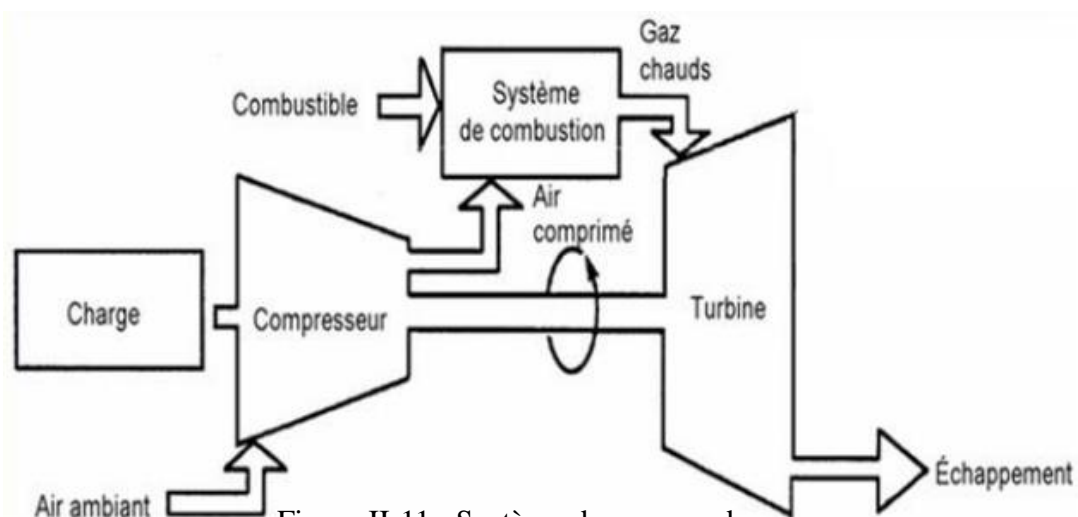


Figure II-11 : Système de passage du gaz.

Les rapports fonctionnels et les positions des sections principales de la turbine à gaz MS9001E sont montrés sur la Figure 3-4.

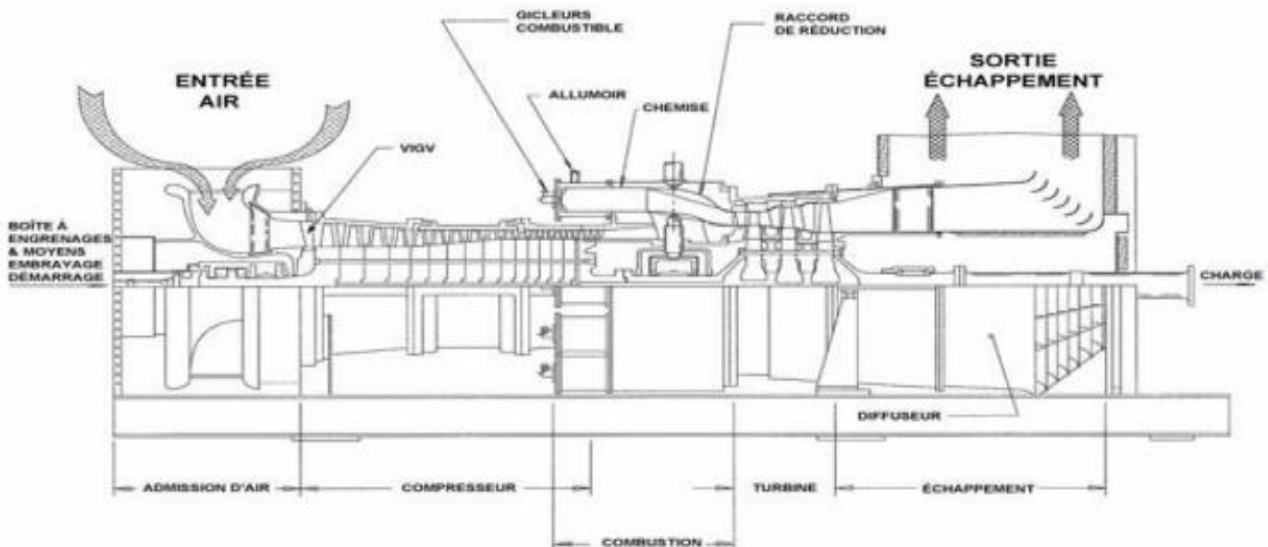


Figure II-12 : Sections principale de l'ensemble de la turbine à gaz MS9001E.

Tandis que le système de démarrage de la turbine est actionné et l'embrayage est engagé, l'air ambiant est aspiré à travers l'ensemble du plénum d'admission d'air, filtré et comprimé dans le compresseur à 17 étages et à flux axial, Pour la protection contre les pulsations pendant le démarrage, les vannes de décharge du compresseur sont ouvertes et les aubes directrices en position fermée.

L'air comprimé provenant du compresseur passe dans l'espace annulaire environnant les chemises de combustion, à partir duquel il passe dans les espaces entre les carters de combustion externes et les chemises de combustion, puis il entre dans la zone de combustion à travers des orifices de mesure dans chacune des chemises de combustion.

Lorsque le combustible est enflammé dans une chambre de combustion, la flamme se propage à travers les tubes de raccordement et se dirige vers toutes les autres chambres de combustion, les gaz chauds des chambres de combustion passent à travers des raccords de réduction séparés, joints à l'extrémité arrière des chemises de la chambre de combustion, puis ils coulent depuis ce point-là jusqu'à la section du troisième étage de la turbine.

Après le passage dans les aubes du troisième étage, les gaz sont dirigés vers le diffuseur d'échappement, ils passent ensuite dans le plénum d'échappement et sont envoyés dans l'atmosphère à travers la cheminée d'échappement.

II-2-5) Section compresseur :

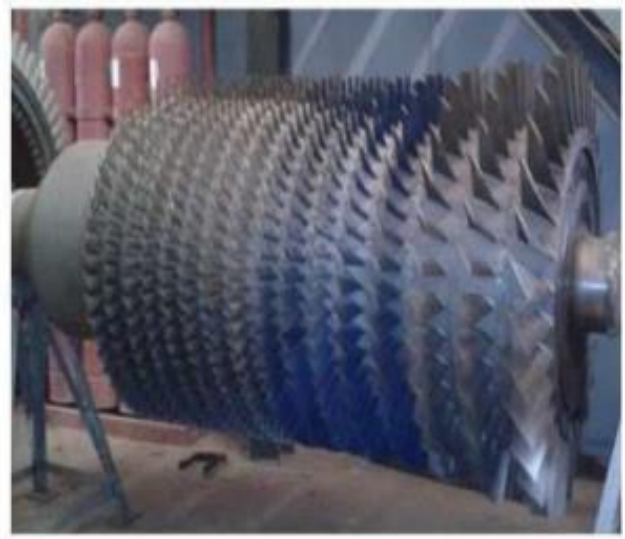
La section du compresseur à flux axial se compose du rotor du compresseur et du carter qui l'entoure, dans le carter du compresseur se trouvent les aubes directrices d'entrée, les 17 étages d'aubage du rotor et du stator et les aubes directrices de sortie de la combustion.

Dans le compresseur, l'air est enfermé dans l'espace entre le rotor et le stator, où il est comprimé par une série d'alternances des aubes rotatives (rotor) et stationnaires (stator) à profil aérodynamique.

Les aubes du rotor fournissent la puissance nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage et les aubes du stator dirigent l'air vers l'étage du rotor suivant par l'angle correct et le refoule du compresseur vers les chambres de combustion.



stator du compresseur axial



Rotor du compresseur axial

Figure II-13 : section compresseur

II-2-5.1) Rotor

Le rotor du compresseur de la turbine à gaz est un ensemble de 15 roues, deux faux arbres, chacun avec des roues intégrales, une bague de vitesse, des tirants, et des aubes du rotor du compresseur.

Chaque roue et chaque partie de roue du faux arbre disposent de fentes brochées autour de leur périphérie, les aubes et les entretoises du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par un resserrant à chaque extrémité de la fente, les roues et les faux arbres sont assemblés par des feuillures paires en vue du contrôle de la concentricité et ils sont maintenus ensemble par des tirants.

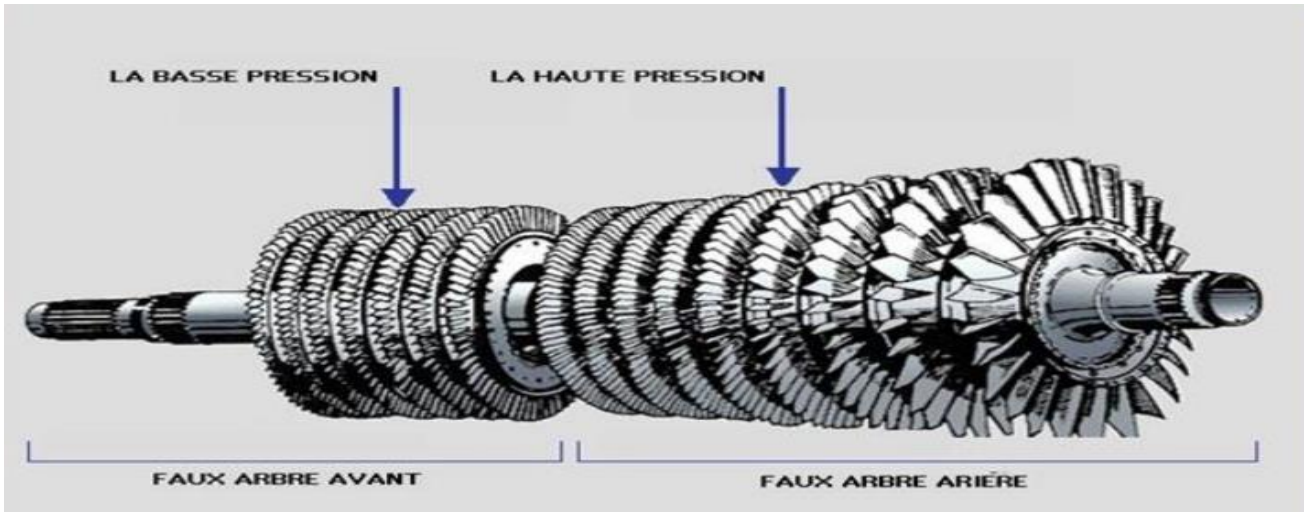


Figure II-14 : Rotor du compresseur avec deux faux arbres

II-2-5.2) Stator :

La zone du stator « carter » de la section du compresseur se compose de quatre sections principales :

- Le corps côté aspiration.
- Le corps du compresseur.
- Corps du compresseur côté refoulement.

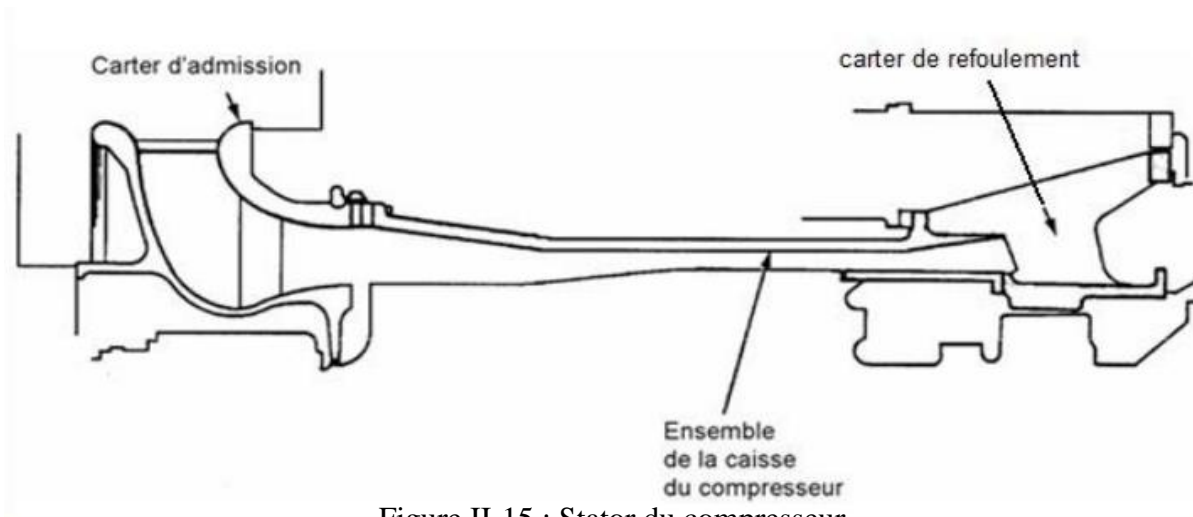


Figure II-15 : Stator du compresseur.

II-2-5.2-1) Le corps côté aspiration :

Le carter d'admission est situé à l'extrémité avant de la turbine à gaz, sa fonction première est de diriger uniformément l'air dans le compresseur.

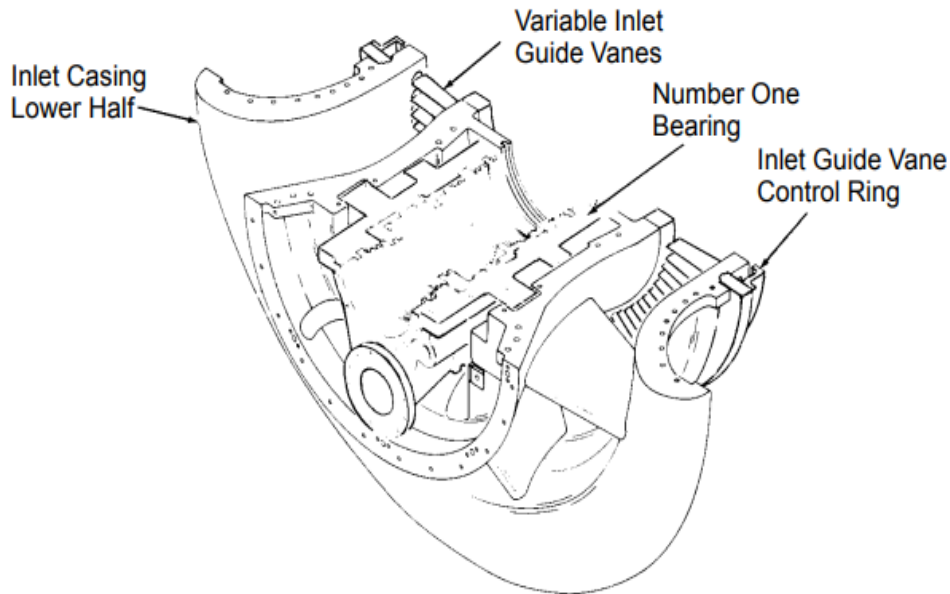


Figure II-16 : Carter d'admission avec des vanes de guidage variable.

II-2-5.2-2) Le corps du compresseur :

On distingue deux parties :

- **La partie avant du corps** : contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant qui est boulonné et goujonné sur la bride avant de corps du compresseur.
- **La partie arrière du corps** : contient les cinq derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau des 5ème et 11ème étage du compresseur, Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité, il est de plus utilisé pour le contrôle des pulsations au démarrage et à l'arrêt.

II-2-5.2-3) Corps du compresseur côté refoulement

Le corps du côté refoulement est l'élément final de la section compresseur, C'est la pièce coulée la plus longue et elle a pour fonctions de contenir les sept derniers étages de compresseur, de former avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur et de turbine, Il est constitué par deux cylindres, l'un étant une continuation du corps du compresseur et l'autre étant un cylindre intérieur qui entoure le rotor du compresseur (fig.3-9).

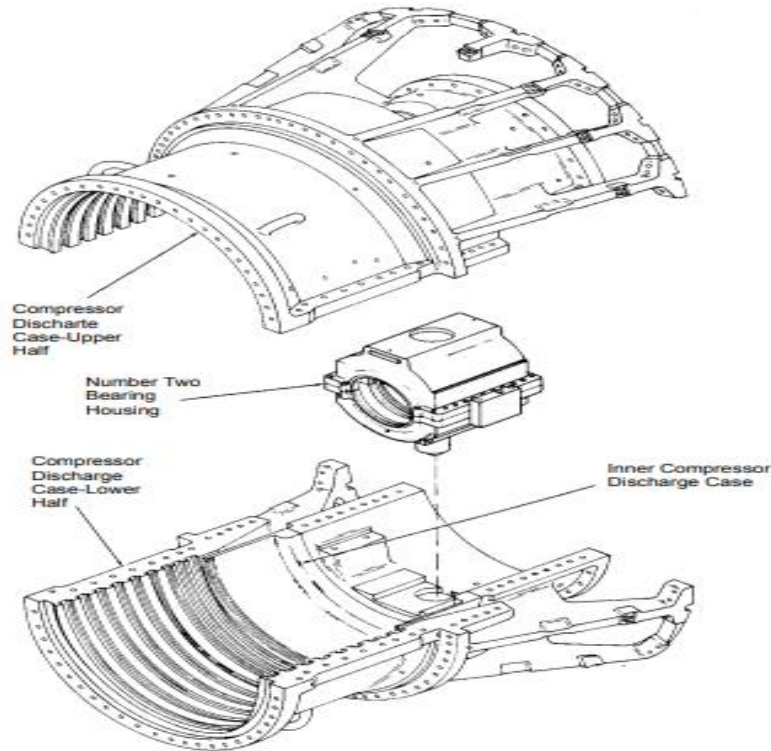


Figure II-17 : Assemblage du corps de compresseur, coté refoulement.

II-2-5.3) Aubages

Les aubages du rotor du compresseur et du stator sont dessinés pour fournir un rapport de compression efficace, l'aube est en forme d'ailettes et sa base est en queue d'aronde.

Les aubes du rotor sont montées dans une rainure usinée en forme de queue d'arondes semblables dans le pourtour du disque du rotor et elles sont ensuite bloquées par matage.

Les aubes du stator dans le corps côté aspiration, sont glissées dans la rainure d'un demi-anneau, l'ensemble des aubes et de l'anneau est ensuite monté dans la glissière en queue d'aronde qui est usinée dans la paroi du corps intérieur, les aubages du stator du corps de la partie refoulement sont encastrées directement dans les fentes en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps.

II-2-6) Section combustion :

Le système de combustion est du type "à flux inversé" et se compose de 14 chambres de combustion équipées des Tubes de flamme, enveloppes intermédiaires (flow-sleeve), pièces de transition et tubes d'interconnexion, Bougies, détecteurs de flamme et injecteurs de combustible.

Dans un système à flux inversé, l'air en sortie du compresseur passe autour des pièces de transition pour pénétrer ensuite dans l'espace annulaire entourant chacun des 14 tubes de flamme, l'air comprimé qui entoure le tube de flamme passe radialement à travers la cloison de celui-ci par des séries de petits trous et vient heurter des bagues soudées sur la cloison interne du tube de flamme. Ces bagues ou anneaux sont utilisés pour diriger l'air le long de la paroi interne du tube de flamme et

forme ainsi un film qui protège la cloison interne du tube des gaz de combustion brûlants, le combustible est introduit dans chaque chambre de combustion par un injecteur.

II-2-6.1) Chambres de combustions :

Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre en partant du point haut de la turbine et en regardant vers l'échappement, la chambre supérieure porte le numéro 14, elles sont reliées entre elles par des tubes d'interconnexion dont le but est de propager la flamme aux autres chambres non encore allumées à partir de l'une des deux chambres équipées de bougie.

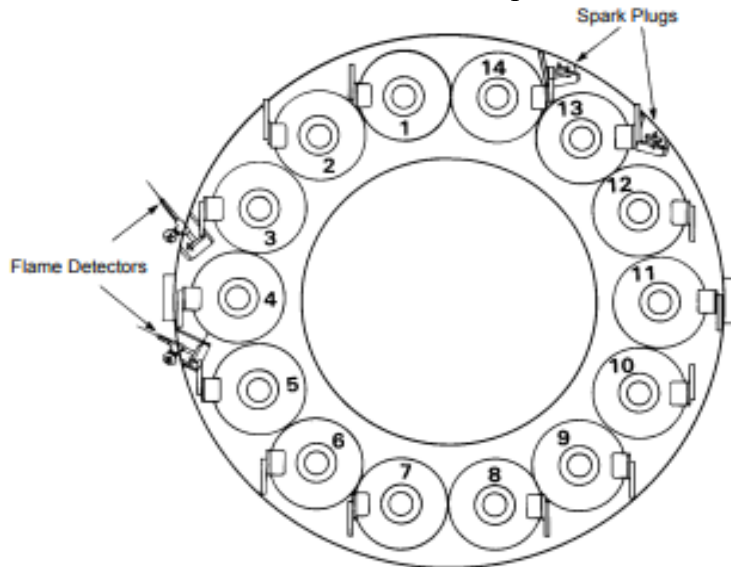


Figure II-18 : arrangement de la chambre de combustion.



Figure II-18 : Chapeau de la chambre de combustion.



Figure II-19 : Doublures de combustion, MS9001E



Figure II-20 : Chemise de combustion.

II-2-6.2) Enveloppe de combustion :

L'enveloppe de combustion comprend les 14 chambres de combustions et les pièces de transitions, ce dernier est composé de deux demi-pièces assemblées autour de la section arrière du corps du compresseur côté refoulement, la plaque arrière de l'ensemble de l'enveloppe est boulonnée sur la bride verticale du corps de la turbine, la plaque avant est boulonnée sur la bride arrière du corps de refoulement.

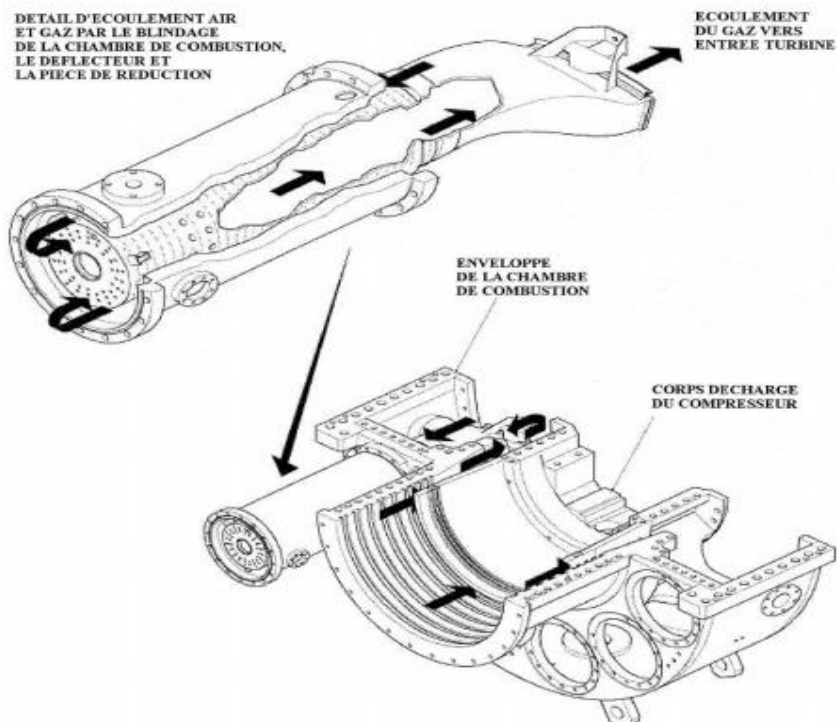


Figure II-21 : Enveloppe de la chambre de combustion dont l'écoulement d'air.

L'air de refoulement du compresseur passe en amont de la partie externe vers le couvercle de la chemise de combustion, Cet air entre dans les zones de réaction de la chambre de combustion à travers les extrémités primaire et secondaire du tourbillon du gicleur de combustible puis à travers les orifices de mesure dans la chemise et le couvercle.

Les gaz chauds de combustion provenant des zones de réaction passent dans la zone de dilution où de l'air supplémentaire est mélangé avec les gaz de combustion, les orifices de mesure situés dans la zone de dilution permettent à une quantité correcte d'air d'entrer et de refroidir les gaz en fonction de la température souhaitée.

Le long de la chemise de combustion et dans le couvercle de la chemise, il y a des ouvertures qui ont la fonction de fournir un peu d'air pour refroidir les parois de la chemise et du couvercle, les raccords de réduction dirigent les gaz chauds depuis les chemises jusqu'aux gicleurs de la turbine.

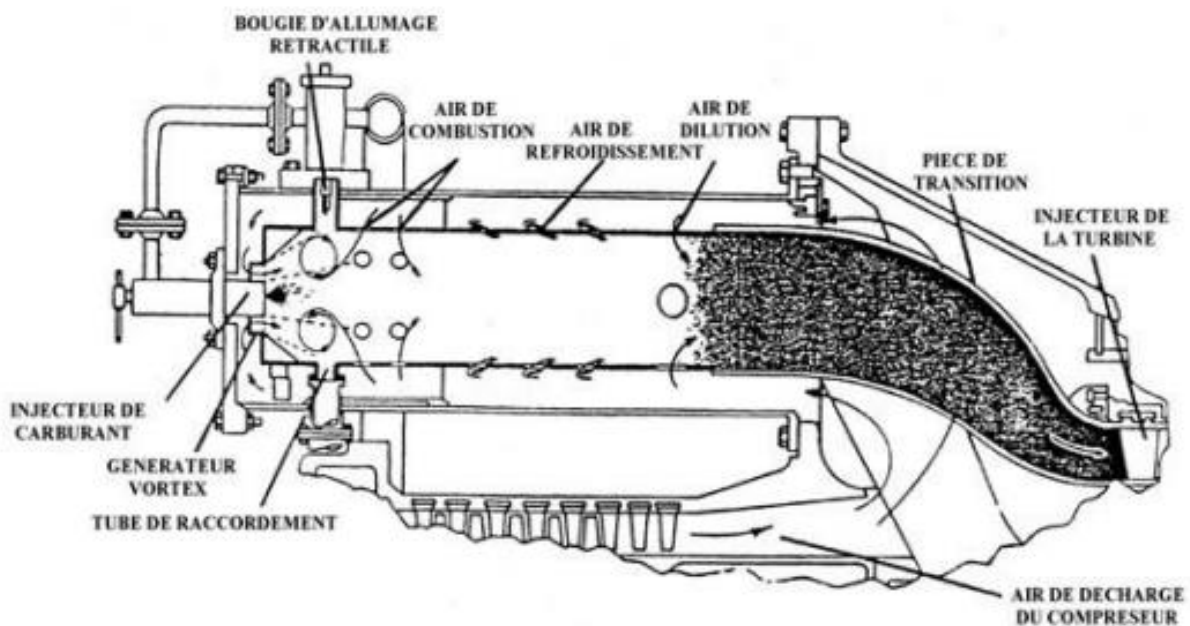


Figure II-22 : Disposition du système de combustion, MS9001E.

II-2-6.3) Bougies d'allumage

La combustion est amorcée par l'étincelle à haute tension de deux bougies installées dans des chambres de combustion adjacentes (n° 13 et 14), au moment de l'allumage l'étincelle de l'une ou l'autre de ces bougies allume les gaz de combustion dans l'une ou l'autre des chambres. Les autres chambres sont allumées par propagation de la flamme d'une chambre à l'autre par l'intermédiaire des tubes d'interconnexion reliant entre elles les zones de réaction des différentes chambres.



Figure II-23 : bougie d'allumage.

II-2-6.4) Détecteurs de flamme

Lors de la séquence de démarrage, il est important qu'une indication de la présence ou de l'absence de flammes soit transmise au système de commande, raison pour laquelle un système de surveillance de flammes est utilisé.

Il s'agit de plusieurs capteurs installés sur les quatre chambres adjacentes de combustion et d'un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Les détecteurs de flammes sont équipés de chemises de refroidissement d'eau, afin d'obtenir des températures acceptables.



Figure II-24 : Détecteur de flamme.

Le capteur de flammes contient un détecteur rempli de gaz sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par une flamme d'hydrocarbure, S'il y a une flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la conduction dans le circuit ce qui entraîne les électroniques à indiquer une sortie de flamme, Réciproquement, l'absence de flamme génère une sortie indiquant l'absence de flamme.

II-2-6.5) Pièces de transition :

Les pièces de transition permettent d'acheminer les gaz chauds en provenance des tubes de flamme vers la directrice du premier étage de la turbine. La zone de première directrice est donc divisée en 14 zones égales qui reçoivent les gaz chauds. Les pièces de transition sont étanches à la fois au niveau des cloisons internes et externes du côté directrice de façon à réduire les fuites de l'air en provenance du compresseur au niveau de la directrice.



Figure II-25 : Pièce de transition.

II-2-7) Section turbine :

La section de la turbine à trois étages est la zone dans laquelle l'énergie, sous forme de gaz pressurisé à haute température, produite par les sections du compresseur et de la combustion, est convertie en énergie mécanique.

La section de la turbine à gaz MS9001E comprend le rotor de la turbine, le bâti d'échappement du corps de la turbine, le diffuseur d'échappement, les gicleurs et les capots.

II-2-7.1) Rotor turbine :

L'ensemble du rotor turbine est constitué des 2 arbres d'extrémité avant et arrière, les roues des 3 étages avec des godets et deux entretoises, le positionnement sélectif des éléments du rotor est effectué pour minimiser les corrections d'équilibre.

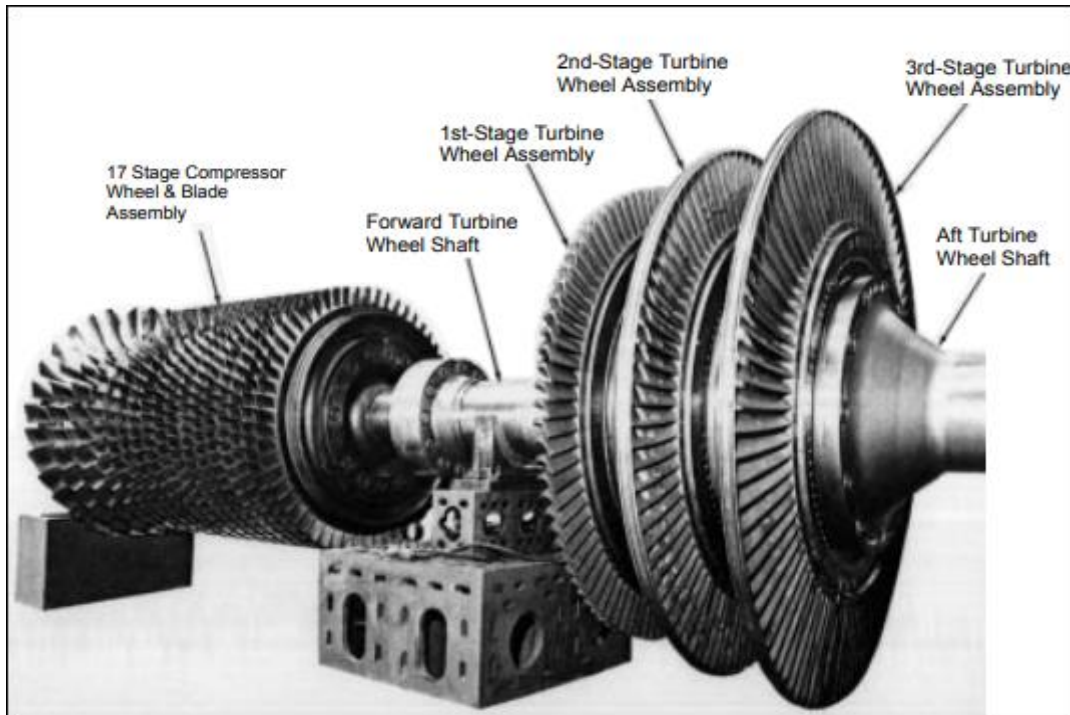


Figure II-26 : Rotor de la turbine MS9001E.

Des entretoises entre la première et la deuxième roue de turbine et entre la deuxième et la troisième roue de turbine déterminent la position axiale de chaque roue.

L'enveloppe de la turbine contrôle les positions axiales et radiales des carénages et des tuyères et détermine les positions relatives des tuyères par rapport aux aubes des turbines, ce positionnement est essentiel pour les performances de la turbine.

Pour contrôler le diamètre de la coquille, il est important de réduire le flux de chaleur et la température à la surface extérieure de l'enveloppe, cette dernière comporte des passages d'air de refroidissement et le flux dans ces passages est généré par un ventilateur de refroidissement hors base.

II-2-7.2) Directrices (Nozzles)

Dans le corps turbine, il y a trois étages de directrices (aubage fixe) dont le rôle est de diriger les gaz de combustion sur les aubes turbine afin de permettre la rotation du rotor.

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS9001E

La perte de charge dans les directrices étant élevée, cela nécessite la présence de joints d'étanchéité au niveau des diamètres interne et externe afin d'empêcher toute perte d'énergie par fuites, les directrices fonctionnant dans une veine de gaz chauds, elles sont sujettes à des contraintes thermiques élevées en plus des contraintes mécaniques dues à la poussée des gaz.

La directrice du premier étage reçoit les gaz chauds du système de combustion par l'intermédiaire des pièces de transition, ces pièces sont scellées aux parois latérales extérieures et intérieures du côté de l'entrée de la directrice, Cela permet de réduire au minimum les fuites d'air de refoulement du compresseur dans les buses.

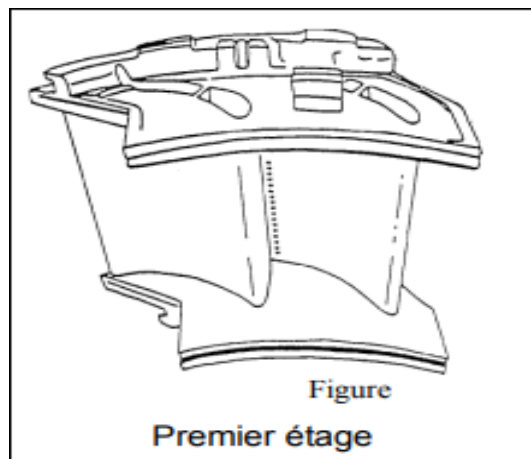


Figure II-27 : Segments de directrices du 1^{er} étage.

L'air de combustion sortant des godets du premier étage est à nouveau détendu et redirigé contre les godets du deuxième et du troisième étage de la turbine, les directrices reçoivent le gaz chaud à la sortie des godets et augmentent sa vitesse par chute de pression.



Figure II-28 : Segment de directrice, 2^{ème} étage

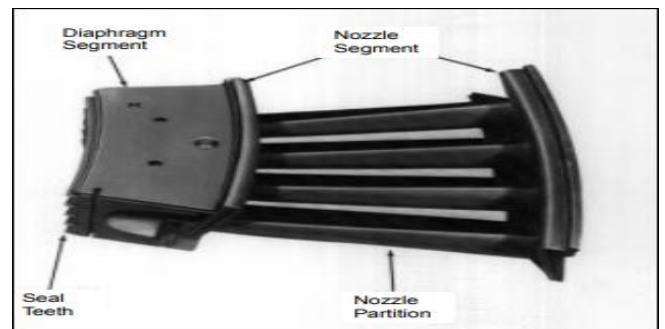


Figure II-29 : Segment de directrice, 3^{ème} étage



Figure II-30: Ensemble de roues et directrices de la turbine.

II-2-7.3) Aubages

La dimension des aubes turbine augmente en longueur du 1er au 3ème étage en raison de la réduction de pression engendrée par la détente dans chaque étage, une zone annulaire plus importante (divergent) est nécessaire pour permettre l'écoulement des gaz.



Figure II-31 : Les aubes de la turbine.

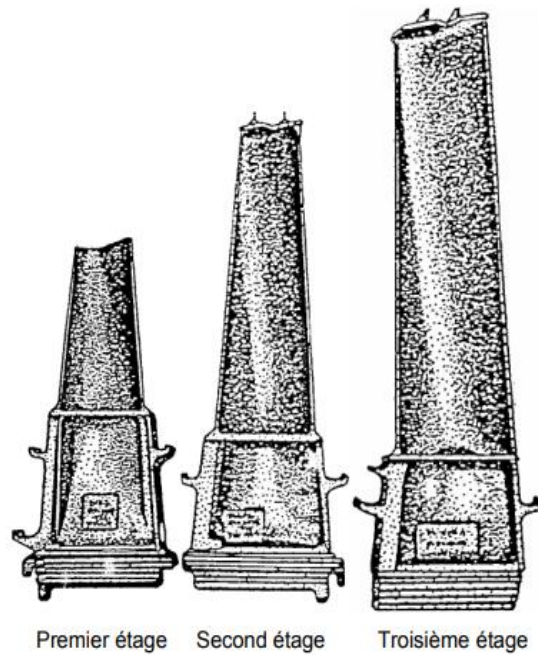


Figure II-32 : Les aubes pour chaque étage de turbine.

II-2-8) Paliers

La turbine à gaz MS9001E dispose de trois principaux paliers porteurs utilisés comme support du rotor de la turbine à gaz, l'équipement se compose également de paliers de butée permettant de maintenir la position axiale du rotor et stator

Ces paliers, ainsi que les joints, sont incorporés dans trois logements, un au carter d'admission, un au carter de refoulement et un au carter d'échappement, Ces principaux paliers sont lubrifiés sous pression par un liquide provenant du système principal de lubrification.

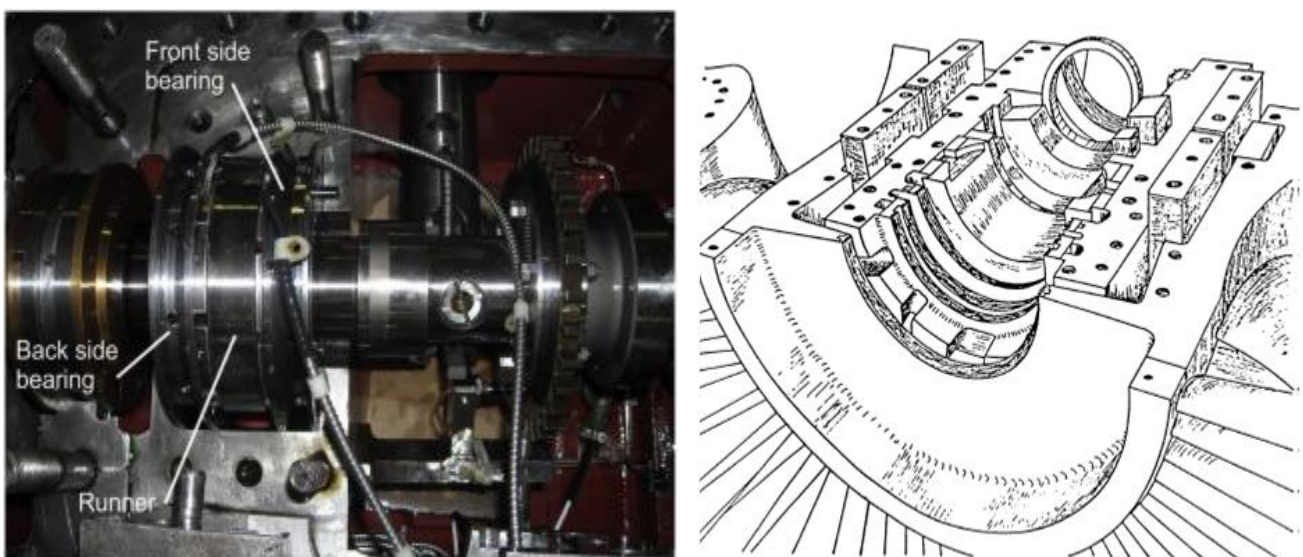


Figure : II-33 : palier du support de la TAG.

II-2-9) Systèmes auxiliaires principaux

Les systèmes auxiliaires d'une turbine à gaz sont très importants, car la continuité de service et la durée de vie de la turbine dépendent en grande partie de leurs caractéristiques de précision, rapidité et leurs temps de réponse.

II-2-9.1) Accouplements

Un accouplement flexible est utilisé pour relier le relais d'accessoires à l'arbre de la turbine à gaz, à l'extrémité du compresseur, l'accouplement est projeté pour transmettre le couple de serrage et démarrage correspondant à cet accouplement de relais puis pour fournir une flexibilité d'adaptation au désalignement nominal et un mouvement axial du rotor de la turbine relative à la boîte à engrenages des accessoires, il permet l'adaptation de trois types de désalignements angulaire, parallèle et une combinaison des deux.

II-2-9.2) Engrenages de transmission des accessoires

Situé à l'extrémité du compresseur de la turbine à gaz, est un ensemble d'engrenages accouplés directement à travers un accouplement flexible au rotor de la turbine, sa fonction est de commander chaque accessoire de la turbine à gaz à sa vitesse correcte et de brancher la turbine à son dispositif de démarrage.

En outre, il contient la pompe principale d'huile lubrifiante du système, ainsi que le mécanisme de déclenchement et le boulon de survitesse de la turbine, dans la caisse d'engrenages il y a les trains d'engrenages qui fournissent les démultiplications correctes pour commander les dispositifs accessoires à la vitesse requise avec les valeurs de couple exactes.

II-2-9.3) Système de démarrage

Pendant la séquence de démarrage, la turbine à gaz est entraînée par une turbine à détente fait accélérer le rotor haute pression de la turbine depuis l'arrêt jusqu'à 22% de la vitesse nominale pendant 6 minutes, à ce moment en assurant le cycle de purge de compresseur, assurant l'allumage, puis contribue à l'accélération jusqu'au désaccouplement à 62% de sa vitesse nominale et elle devient autonome.

II-2-9.4) Système d'admission

Le système d'admission d'air est formé d'un compartiment d'entrée d'air développé et une tuyauterie d'entrée douée des silencieuses et un système de filtration à aspiration autonettoyant qui atténue la haute fréquence de bruit connectées au compactage d'entrée de la turbine et aussi un

séparateur d'air inerte qui enlève les particules étrangères avant que l'air entre dans la turbine, Ce système combine la fonction de filtrage et de silence d'air d'entrée avec la fonction de diriger l'air dans le compresseur.

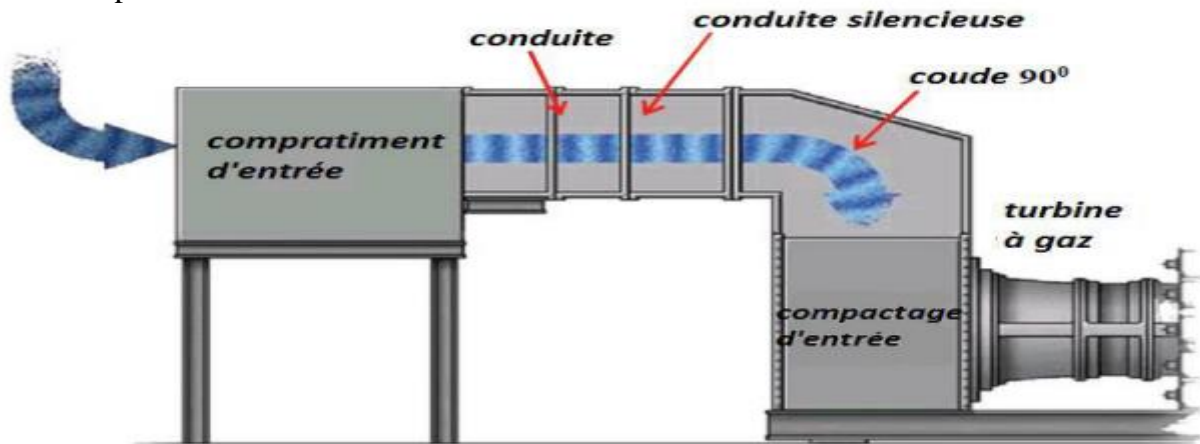


Figure II-34 : Système d'admission d'air.

II-2-9.5) Système d'échappement

La section échappement se compose essentiellement du cadre d'échappement et du caisson d'échappement, lorsque la turbine marche les gaz d'échappement en provenance de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et dans la section des déflecteurs du cadre d'échappement puis la cheminée d'échappement.

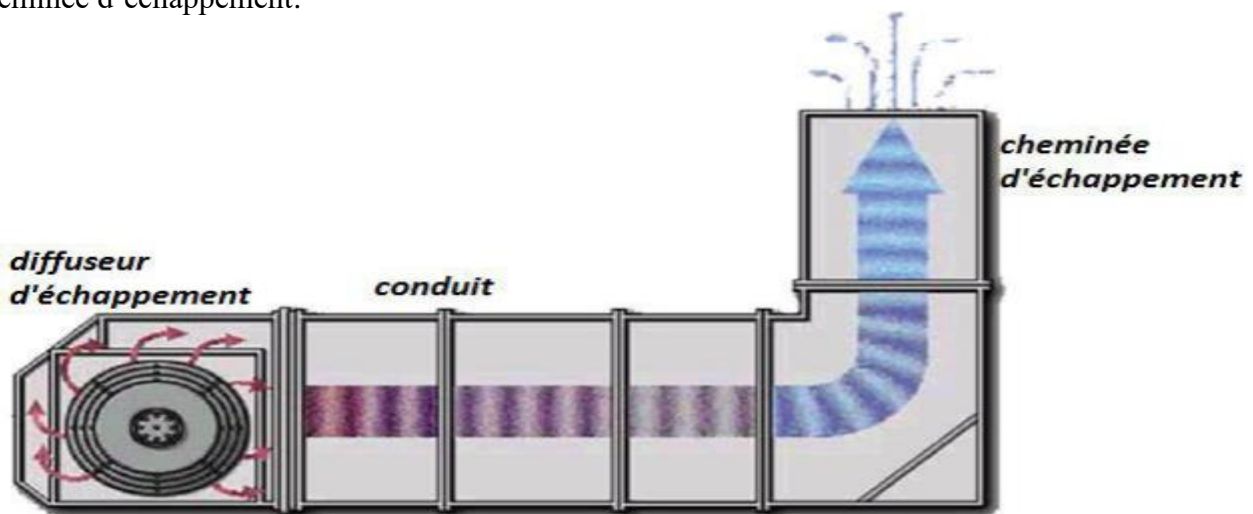


Figure II-35 : système d'échappement des gaz brûlés.

II-2-9.6) Le compartiment de contrôle

Dans le compartiment de contrôle se trouvent tous les appareils de commande et d'informations nécessaires au fonctionnement de la machine.

- **Armoire de contrôle « SPEEDTRONIC » de la turbine:** C'est l'armoire de régulation et de commande de la turbine désignée plus couramment par armoire SPEEDTRONIC car ce dernier

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS9001E

terme indique le genre de régulation utilisé, elle comporte les appareils indicateurs ainsi que les voyants lumineux qui permettent les manœuvres, la surveillance et l'assurance du bon fonctionnement de la turbine.

- **L'armoire de l'alternateur:** Semblable à l'armoire turbine, l'armoire alternateur présente sur sa face avant des appareils de mesure et des voyants lumineux et des manettes de commandes
- **L'armoire de contrôle centralisée des moteurs auxiliaires :** L'armoire de contrôle centralisée des moteurs auxiliaires de la turbine à gaz comporte des casiers, des manettes de commande et des voyants lumineux indiquant si le casier est sous tension et si l'auxiliaire correspondant est en service.
- **Les batteries et chargeur:** Pour le fonctionnement des composants électroniques qui sont alimentés avec le courant continu DC et le démarrage en Black Start pour la TAG.

II-2-9.7) POSTE DE GAZ : Traitement du combustible [1]

La turbine à gaz est alimentée par du gaz naturel, un poste de détente se trouve à l'entrée de la centrale permet de réduire la pression du gaz avant son passage aux brûleurs, d'en éliminer les matières en suspension, d'en enlever toute trace de la phase liquide et de contrôler les fuites éventuelles.

Le système de traitement du combustible comprend tous les instruments et appareillage nécessaire pour garantir et contrôler les valeurs de température, pression et composition du gaz d'alimentation des turbines *MS9001E*.

**Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du
circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.**

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-1) Description du circuit de refroidissement d'huile :

III-1-1) Introduction :

Les besoins en lubrification de la centrale électrique à turbine à gaz sont couverts par un système de lubrification à alimentation forcée en circuit fermé

Ce système de lubrification, complet avec réservoir, pompes, refroidisseurs, filtres, soupapes et divers dispositifs de contrôle et de protection fournit une lubrification normale et absorbe la charge de rejet de chaleur de la turbine à gaz et du générateur.

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements, etc.), les vérins hydrauliques...etc. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

Le système de lubrification est conçu pour assurer les fonctions suivantes :

- Assure le graissage et le refroidissement des paliers du groupe.
- Alimente en huile le vireur hydraulique.
- Alimente en huile le circuit d'huile de commande.
- Soulèvement de la ligne de d'arbre.

L'huile utilisée pour la lubrification du groupe MS9001E est une OTE32, produisant par ENI avec les caractéristiques montrées sur le tableau III-T1.

	Method	Unit	Typical
Appearance	APM 27	-	clear
Density at 15°C	ASTM D 4052	kg/m ³	860
Viscosity at 40°C	ASTM D 445	mm ² /s	32
Viscosity index	ASTM D 2270	-	119
Flash point (COC)	ASTM D 92	°C	220
Pour point	ASTM D 97	°C	-12
N.N.	ASTM D 974	mg KOH/g	0.08
Air release	DIN 51381	minuti	2
Rust test/B	ASTM D 665	-	pass
Copper corrosion	ASTM D 130	-	1A

Tableau III-T1 : Caractéristique d'huile de graissage OTE32.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-1-2) Principe de fonctionnement (circulation d'huile) :

La figure 2 présente un diagramme simplifié de tuyauterie et d'instrumentation du circuit d'huile de graissage.

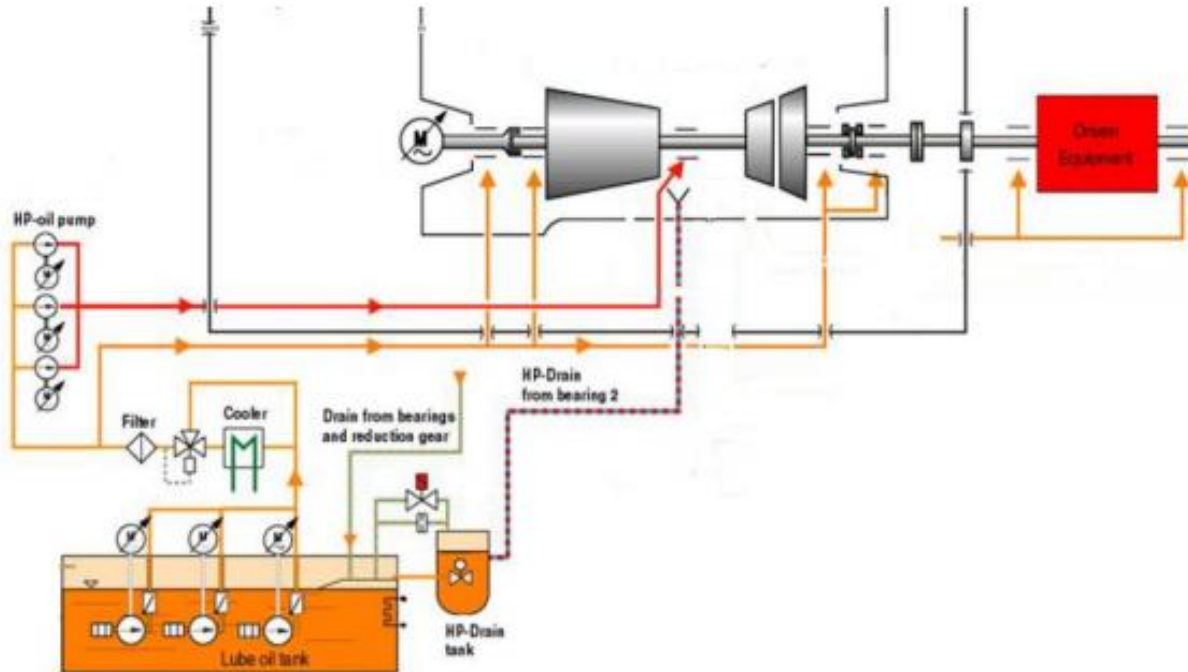


Figure III-1: Schéma simplifié du circuit d'huile de lubrification.

On peut voir que le système de lubrification commence au niveau du réservoir d'huile de graissage où trois pompes centrifuges sont installées, ces pompes sont entraînées par trois moteurs électriques, en fonctionnement normal, deux pompes fonctionnent à 50% et la troisième est en mode veille.

Après les pompes, une partie de l'huile passe par un refroidisseur et l'autre partie passe par une conduite de dérivation, cette conduite possède une plaque d'orifice qui est responsable d'une perte de pression qui doit être la même que la perte de pression sur le refroidisseur, ces parties sont combinées dans la vanne de température à trois voies, la fonction de cette vanne est d'assurer une température de consigne et de réguler les débits sur la conduite de dérivation et le refroidisseur, après la soupape de température à trois voies, l'huile passe par un filtre duplex.

A la sortie du filtre, l'huile est divisée en deux parties, une partie va vers les paliers de la turbine à gaz, l'engrenage et les paliers du compresseur, l'autre est envoyée dans des pompes à haute pression (à déplacement positif) qui acheminent l'huile vers le palier à haute pression de la turbine à gaz, après que l'huile ait lubrifié les roulements et l'engrenage, retourne dans le réservoir (cuve) d'huile par des drains.

Annexes (A1, A2) montrent tous les détails du système de graissage de la TAG MS9001E.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-1-3) Les principaux équipements :

III-1-3.1) Cuve à l'huile :

La cuve à l'huile contient l'huile nécessaire à la lubrification, au refroidissement et à la commande du groupe turbo-alternateur, elle sert non seulement au stockage de l'huile, mais aussi à son dégazage, sa capacité est conçue de manière à assurer huit fois par heure au maximum la circulation de l'huile contenue dans la cuve (12540 Litres).

L'huile provenant du circuit retourne à la cuve par l'orifice d'admission (1) implanté au-dessous de niveau d'huile, puis pénètre dans un compartiment où elle subit un premier dégazage en s'élevant, elle passe ensuite à travers la crépine (4) dans le compartiment voisin où elle est reprise sur l'autre côté de la cuve par l'injecteur ou la pompe.

La cuve à l'huile est équipée d'un indicateur local de niveau ainsi que de détecteurs de niveau, ces dispositifs permettent la signalisation des niveaux d'huile maximale et minimale.

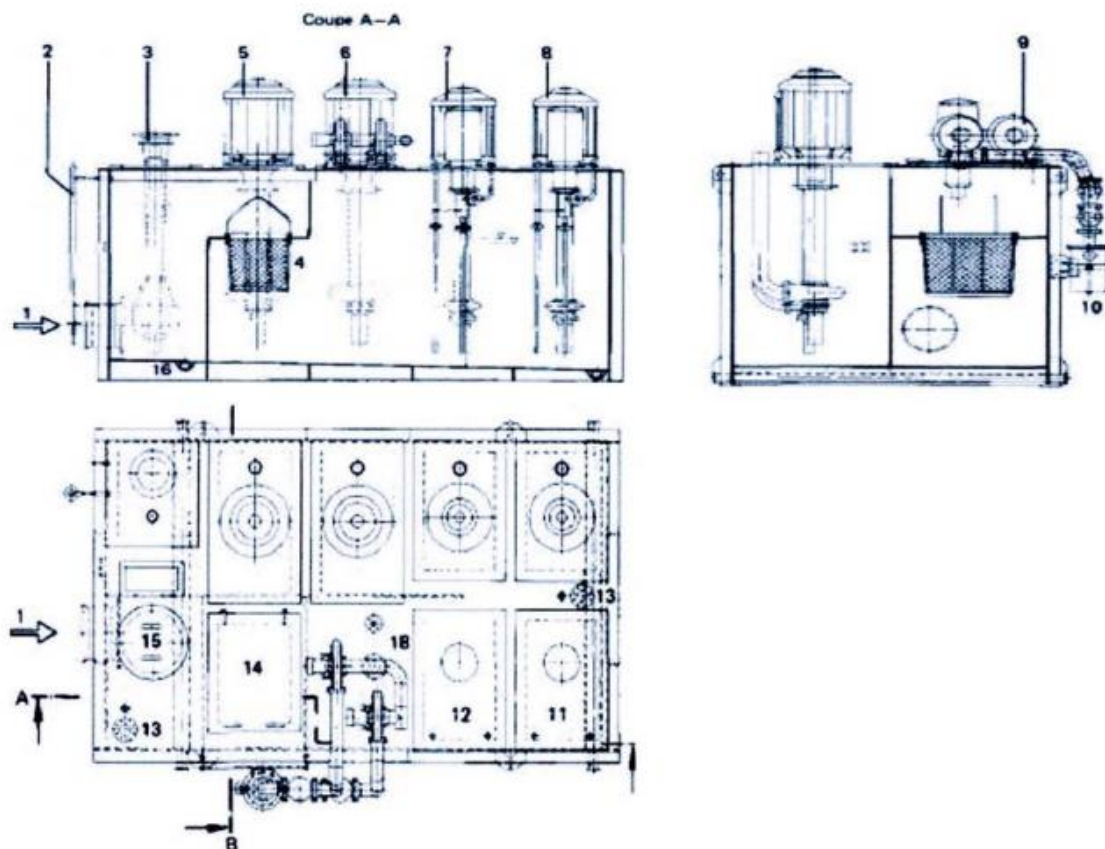


Figure III-2 : Coupe d'une cuve à huile.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

1. Orifice d'admission	5. motopompe de premier secours	9. Ventilateur d'aspiration des buées d'huile	13. Regard.
2. Indicateur de niveau.	6.1 ^{er} motopompe de réserve	10. Séparateur d'huile.	14. Couvercle de la crépine
3. Tuyau d'aspiration	7. Motopompe de deuxième secours	11. Motopompe de soulèvement en réserve	15. Couvercle du puits de compartiment d'admission.
4. Crépine	8.2 ^{ème} Motopompe de réserve	12. Motopompe de soulèvement.	18. Prise pour détecteur de niveau

Tableau III-T2 : Identification, figure III-2

III-3-3.2) La pompe à l'huile principale :

La pompe à l'huile principale implantée dans le palier avant de la turbine alimente le groupe turbo-alternateur en huile, cette huile est utilisée pour le graissage des paliers et le refroidissement des tourillons de l'arbre.

La pompe principale est directement entraînée par le bout d'arbre de la turbine auquel elle est reliée par l'accouplement, si le groupe est à l'arrêt ou si la pompe principale est défaillante, l'huile est fournie par des pompes de premier secours.

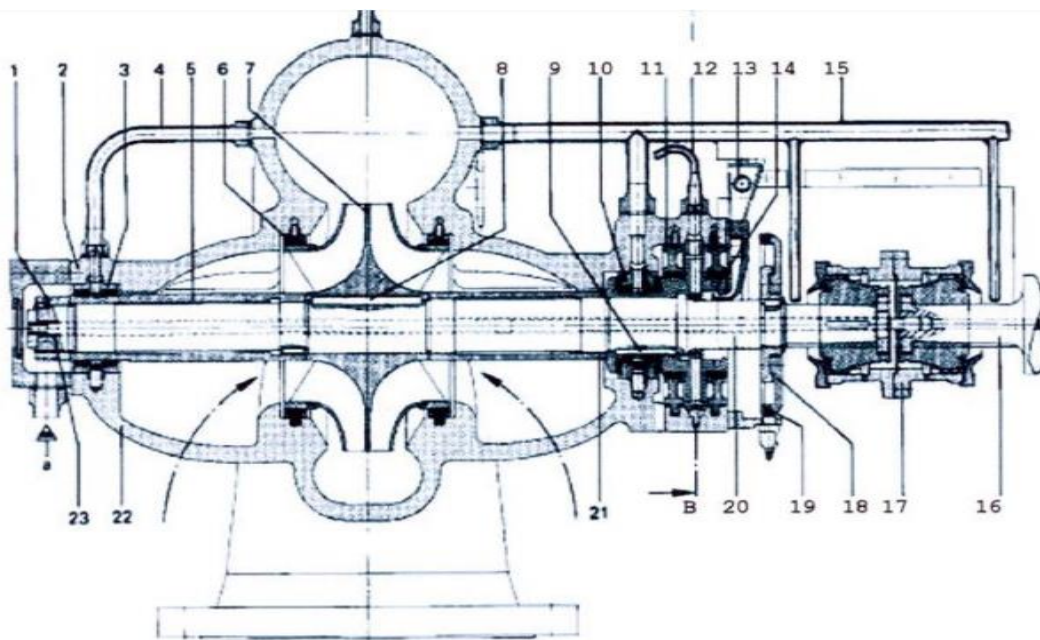


Figure III-3 : Pompe à l'huile principale.

1. Bague fileté	5. Douille	9. Clavette N°2	13. Réservoir d'alimentation	17. Accouplement	21. Douille d'écartement.
-----------------	------------	-----------------	------------------------------	------------------	---------------------------

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

			en huile		
2. mi-corps supérieur de pompe	6. Bague d'étanchéité.	10. Palier de butée	14. Convertisseur de vitesse hydraulique.	18. Convertisseur de vitesse électrique	22. Demi-corps inférieur de la pompe
3. Palier porteur	7. Roue	11. Bague	15. Conduite d'huile.	19. Aimant widia.	23. Tube d'huile.
4. Conduite d'huile.	8. Clavette N°1.	12. Purge d'air.	16. Bout d'arbre.	20. Arbre de la pompe.	

Tableau III-T3 : Identification, figure III-3.

III-1-3.3) Motopompes de 1er secours (motopompe auxiliaire) :

Elles assurent l'alimentation en huile du circuit d'huile sous pression en période de Démarrage, Mise à l'arrêt et le Virage.

La motopompe est une pompe centrifuge verticale à un étage doté d'une roue à aubes radiale et d'un corps en spirale, elle est montée sur le capot de la cuve d'huile et le corps de la pompe plongé dans l'huile.

L'arbre de la pompe est supporté dans le corps par un palier lisse d'une part et par un palier à roulement à billes d'autre part, ce dernier est lubrifié par l'intermédiaire d'une tuyauterie alimentée à partir de la chambre de refoulement de la pompe.

III-1-3.4) La motopompe de soulèvement :

La pompe de soulèvement est une pompe auto amorçant à trois vis à palier interne, elle refoule l'huile nécessaire pour soulever le rotor à bas régime.

- 1 : Conduite de retour.
- 2 : Support.
- 3 : Conduite de refoulement.
- 4 : Moteur.
- 5 : Lanterne.
- 6 : Accouplement
- 7 : Couvercle de pompe (côté commande).
- 8 : Grain fixe.
- 9 : Corps de la pompe.
- 10 : Vis de commande

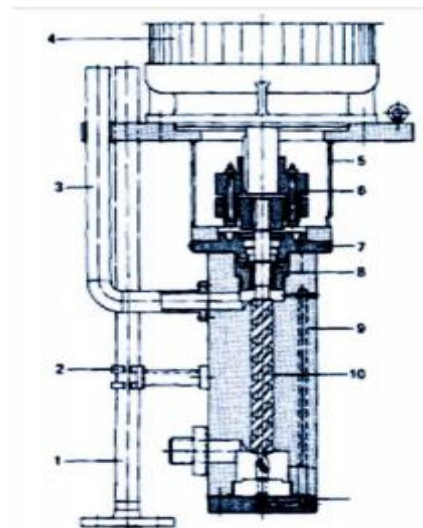


Figure III-4 : La pompe de soulèvement.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-1-3.5) Motopompe de 2^{ème} secours :

La motopompe de deuxième secours est implantée sur couvercle de la cuve à l'huile, elle est entraînée par un moteur électrique boulonné sur le couvercle.

Elle a pour fonction, l'alimentation en huile du circuit d'huile sous pression en cas de défaillance de la pompe à huile principale et la motopompe du 1^{er} secours.

Elle possède la même constitution que la motopompe de 1^{er} secours mais conçue pour un débit et une pression de refoulement plus faible.

III-1-3.6) Réfrigérant d'huile (échangeur de chaleur) :

Les réfrigérants d'huile servent à refroidir l'huile de graissage avant son entrée dans les paliers du groupe lorsque le circuit d'huile sous pression est alimenté par la pompe à huile principale ou une motopompe de 1^{er} secours.

III-1-3.7) Filtres à l'huile :

La filtration de l'huile est assurée par des éléments filtrants en papier plissé de 5 microns installés dans le collecteur de refoulement de la pompe en aval des échangeurs de chaleur d'huile de graissage.

Des filtres doubles parallèles sont utilisés avec une vanne de transfert installée entre les filtres pour diriger le flux d'huile à travers l'un ou l'autre des filtres et dans le collecteur d'huile de lubrification, un seul filtre sera en service à la fois ainsi, le nettoyage, l'inspection et l'entretien du filtre hors service peuvent être effectués sans interrompre le flux d'huile ni arrêter la turbine à gaz.

Grâce à la vanne de transfert à vis actionnée manuellement, un filtre est mis en service au fur et à mesure que le second est retiré.

III-1-3.8) Dispositif d'étranglement d'huile :

Le dispositif d'étranglement d'huile est placé directement en amont des paliers dans le circuit sous pression, il sert au réglage de la quantité d'huile nécessaire pour les paliers.

III-1-3.9) Vanne d'arrêt d'urgence à commandé hydraulique :

La vanne d'arrêt d'urgence interrompt brusquement l'alimentation en huile des organes de réglage et sécurité en cas de risque d'incendie consécutif à une fuite d'huile sur le circuit.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

d'huile de commande, La fermeture de la vanne peut être déclenchée par un des boutons poussoirs qui se trouvent à des endroits appropriés, par exemple à proximité de groupe.

III-1-3.10) Ventilateur des buées :

Après graissage et refroidissement des paliers, l'huile retourne à la cuve, les buées d'huile formées dans les corps des paliers, les conduites d'huile de retour et de cuve à l'huile sont aspirées par les ventilateurs d'aspiration des buées, L'huile contenue dans les buées est extraite dans un séparateur d'huile puis amenée un réservoir d'huile de fuite.

III-2) A éror éfrig érant, concept technologique :

Le circuit de refroidissement par eau est un circuit fermé **conçu pour évacuer la chaleur de l'huile de lubrification**, système d'air atomisation et de moteur de lancement.

L'eau refroidie est refoulée à travers une conduite principale qui se divise en 3 conduites destinées à refroidir ces systèmes, cette opération se fait en circuit fermé, **Annexes (B1, B2)** montrent le système de refroidissement par eau (circuit) en détails.

Le circuit de refroidissement comprend les éléments suivants :

- Un échangeur air –eau (a éror éfrig érant)
- Un échangeur huile –eau
- Six ventilateurs entraînés deux à deux par des moteurs à courant alternatif
- Réservoirs de stockage de l'eau

III-2-1) Généralités sur les groupes a éror éfrig érant :

Les a éror éfrig érants constituent la troisième grande famille des échangeurs de chaleur, ils sont constitués de tubes et d'ailettes, on utilise les ailettes pour augmenter la surface d'échange.

Les a éror éfrig érants utilisent l'air ambiant comme fluide de refroidissement, cet air après aspiration par des ventilateurs axiaux traverse des faisceaux de tubes comportant des ailettes extérieures, à l'intérieure de ces tubes circule le fluide à refroidir.

Dans l'échangeur (figure B6), le fluide à refroidir est mis en circulation par une pompe et traverse un ensemble de tubes dont la paroi extérieure est soumise à une circulation d'air naturelle ou forcée.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

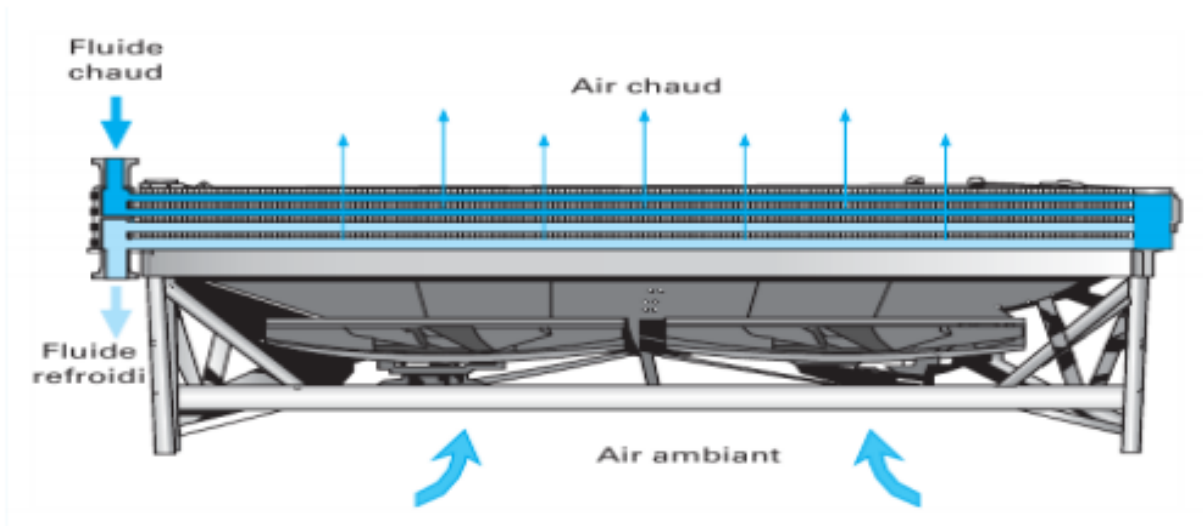


Figure III-5 : Fonctionnement des aérofrigorifants

L'aérofrigorifant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation, le fluide à refroidir passant dans des tubes et l'air extérieur passant autour des tubes munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique, le faisceau aboutit à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui répartissent le débit en une ou plusieurs passes.

Les ventilateurs produisent la circulation de l'air à travers le faisceau, dans tous les cas, l'air circule de bas en haut et selon la disposition du ventilateur par rapport au faisceau de tubes, on distingue :

- Les appareils à tirage induit (Figure B7) le ventilateur est au-dessus du faisceau.
- Les appareils à tirage forcé (Figure B8) le ventilateur est sous le faisceau.

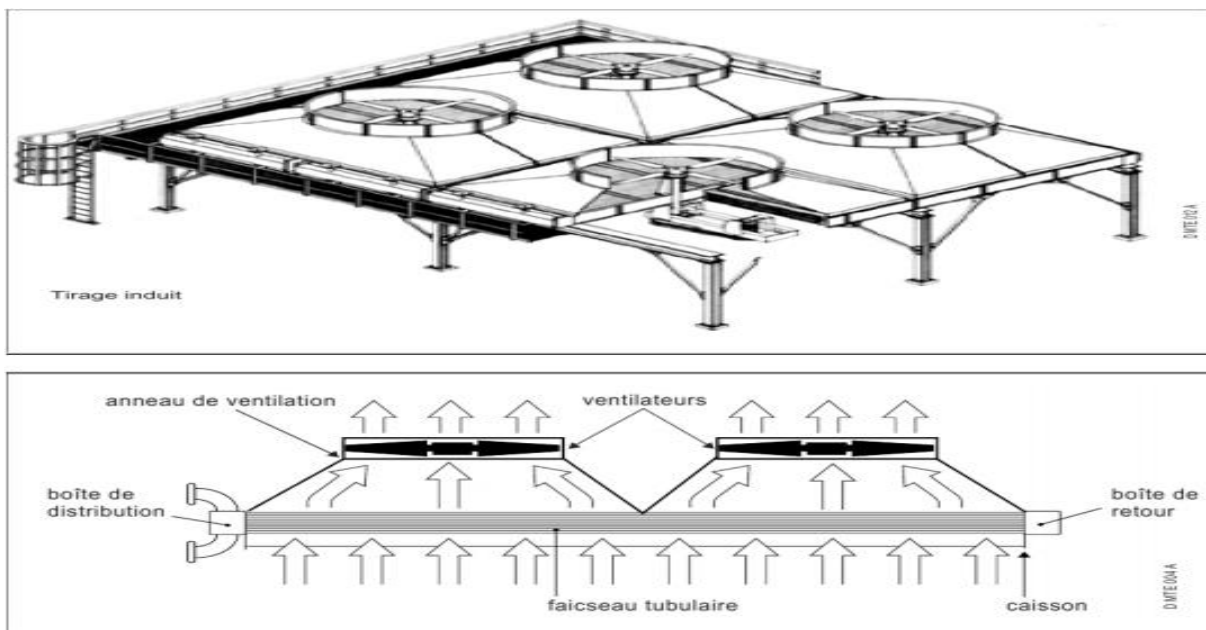


Figure III-6 : Principe de l'aérofrigorifants à air induit

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

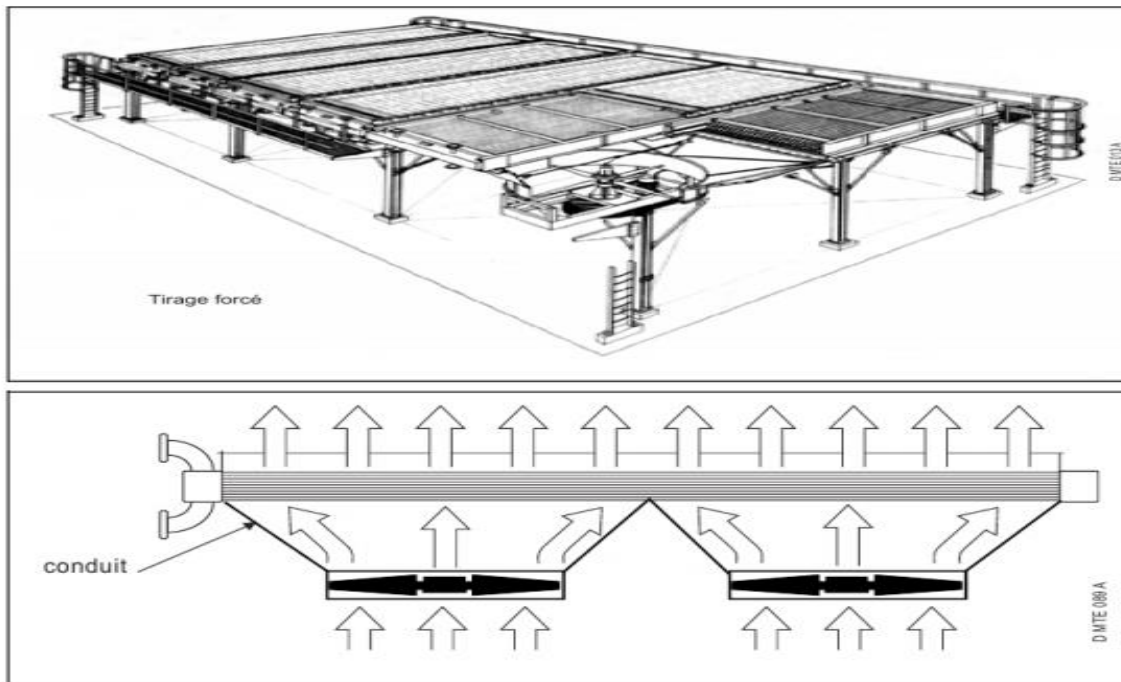


Figure III-7 : Principe de l'aéroréfrigérant à air forcé

III-2-2) Pièces de construction du groupe aéroréfrigérant :

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple et peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents, la source principale de pannes est le **moto ventilateur** parce qu'il constitue un système en mouvement, ce sont les paliers, les courroies, les roulements et boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes.

Ils sont constitués des éléments principaux suivants :

- Faisceau tubulaire.
- Collecteur.
- Des ventilateurs.
- Boîte de distribution de l'air.
- Système de régulation.
- Structure métallique de soutien.

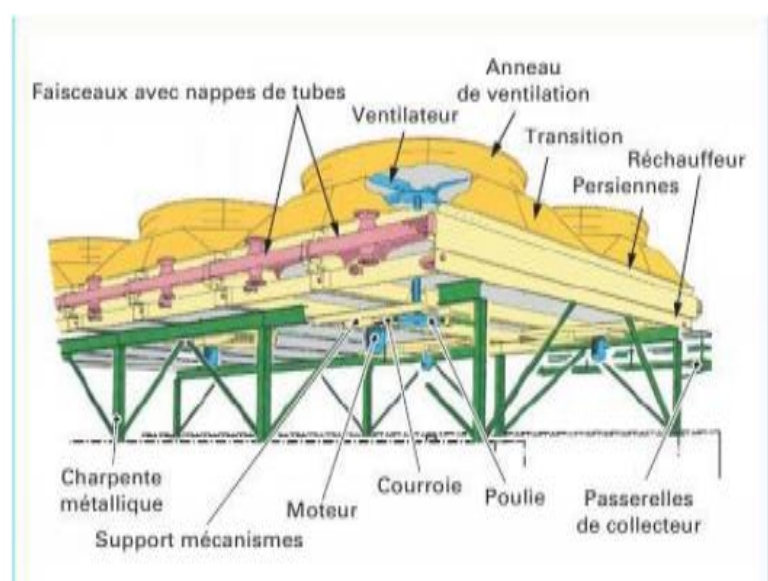


Figure III-8 : Constitution du groupe aéroréfrigérant.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-2-2.1) Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires des aérofrigérants sont généralement fabriqués en utilisant extérieurement des tubes ailetés placés en hauteur, Les ailettes sont enroulées en hélice sur le tube de base, La qualité de la liaison mécanique est primordiale et fonction de la température d'opération.

Différents modes de construction sont utilisés pour réaliser des types d'ailettes adaptées aux conditions de services, ces dernières sont généralement en aluminium, matériau intéressant par sa ductilité pour le façonnage et par sa conductivité thermique pour le transfert de chaleur.



Figure III-9 : Faisceau d'aérofrigérant.

III-2-2.2) Tubes à ailettes

Les tubes peuvent être en acier au carbone, acier inoxydable, laiton, ou autres alliages.

Le diamètre extérieur préféré est d'un pouce, Quelques fabricants utilisent parfois de plus petits tubes, mais la plupart des aérofrigérants ont des tubes qui sont de diamètre extérieur (OD) de 25.3(mm),31.6(mm),37.95(mm).

Les épaisseurs de paroi de tube minimum changent avec le matériau. Dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement, Le diamètre des ailettes varie de 50.8(mm) à 63.5(mm) mais Le diamètre le plus utilisé est de 57(mm).

III-2-2.3) Les boîtes de distributions, collecteurs

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie.

Ils relient les tubes entre eux et sont soit :

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

- A bouchons d'évissables.
- Avec couvercle démontable permettant l'accès aux tubes pour des fluides encrassant
- Collecteurs spéciaux pour haute pression (manifold).

III-2-2.4) Boite à bouchons d'évissables :

Le distributeur type bouchons est utilisé pour des pressions jusqu'à 120 bars. Ce système permet pour chaque tube sa dilatation, le nettoyage mécanique, et le branchement en cas de fuite.



Figure III-10 : Boite de distribution à bouchons d'évissables

III-2-2.5) Boite à couvercle démontable

Ce distributeur possède un couvercle démontable pour assurer des nettoyages mécaniques fréquents, il est utilisé pour des fluides très encrassant et des pressions allant jusqu'à un maximum de 40 bars, il est également utilisé pour des fluides très corrosifs afin de vérifier périodiquement l'avancement de la corrosion.



Figure III-11 : Boite de distribution à couvercle démontable

III-2-2.6) Collecteur cylindrique (pour les haut pression) :

Les manifolds (collecteurs) types cylindriques sont utilisés pour les pressions de plus de 200 bars, les tubes en U qui sont utilisés dans ces circonstances sont soudés sur le collecteur et soumis à un traitement thermique et examinés aux rayons X.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.



Figure III-12 : Collecteur cylindrique

III-2-2.7) Système de ventilation

La circulation d'air à travers le faisceau d'aéroréfrigérant est assurée par un ou plusieurs ventilateurs entraînés par moteur électrique.

Les principales caractéristiques des ventilateurs sont :

- De 4 à 6 pales ou plus.
- Pales en aluminium ou en polyester.
- Diamètres de 2 pieds (610 mm) à 18 pieds (5 500 mm).
- Angles des pales avec précalage ou variable.

La vitesse du ventilateur est définie en fonction du débit d'air nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées de l'appareil, en général, la vitesse du ventilateur est inférieure à celle du moteur électrique qui l'entraîne, ce qui nécessite d'installer une réduction de vitesse entre les deux.

III-2-2.8) Boîte de distribution de l'air

Pour le système de distribution d'air entre les ventilateurs et les faisceaux tubulaires, on emploie les noms suivants :

- ✓ Boîte à air.
- ✓ Chambre de distribution d'air.
- ✓ Hotte ou caisson.

La chambre de distribution d'air est généralement du type pyramido-tranconique pour assurer une meilleure répartition de l'air sur toute la surface faciale, un élément cylindrique à l'intérieur duquel se trouve le ventilateur est soudé sur la hotte et constitue l'anneau de ventilation, le jeu entre les pales et l'anneau de ventilation doit être très faible pour une bonne efficacité

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

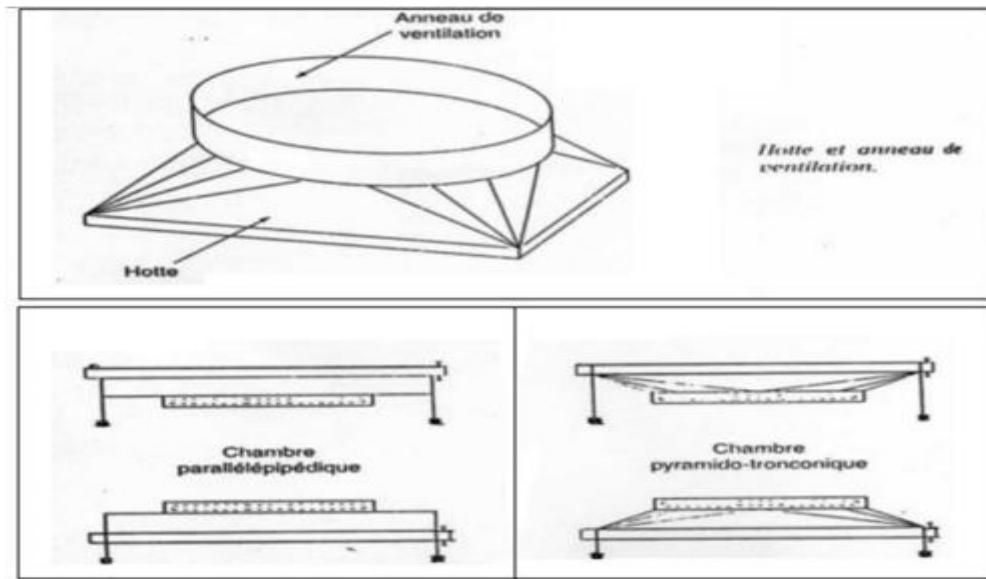


Figure III-13 : Système de distribution d'air.

III-2-3) Description de l'aéroréfrigérant existant à la centrale HMO :

Le système d'eau de refroidissement est un système de distribution en circuit fermé conçu pour satisfaire aux exigences de dissipation de chaleur du système de lubrification, système d'air d'atomisation et du système de refroidissement de l'alternateur, le groupe aéroréfrigérant disposé à la centrale se compose essentiellement des accessoires suivants :

III-2-3.1) Un réservoir tampon avec interrupteur de niveau d'eau

Le niveau d'eau dans le réservoir est détecté par un interrupteur de bas niveau d'eau 71WL, qui est relié à l'annonceur, une jauge de niveau en verre est fournie pour l'observation visuelle et des connexions de remplissage et d'évent ont été placées sur le réservoir.

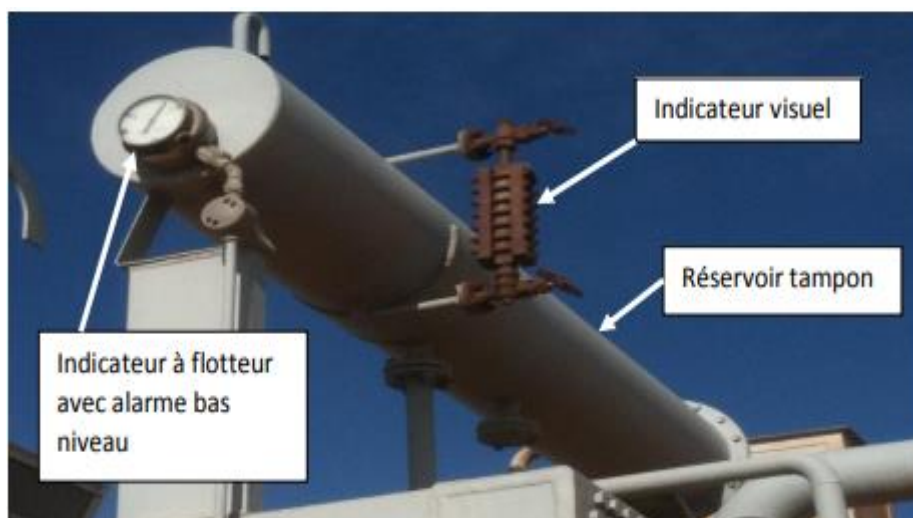


Figure III-14 : Réservoir tampon de l'aéroréfrigérant.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-2-3.2) Un échangeur de chaleur air-eau sous forme de tubes (faisceau tubulaire)

Les tubes sont arrangés en nappes superposées appelées aussi rangées de tube ailetés placés horizontalement formant le faisceau tubulaire, Leurs caractéristiques sont comme suit :

Matériau	Nombre de tubes	Longueur (mm)	Volume (m ³)	Surface d'échange(m ²)	Nombre de passes
Amirauté	176	8500	0.692	117	04

Tableau III-T4 : Caractéristique des tubes d'échanger de chaleur. (Annexe A3)

Ailettes			
Matériau	Nombre d'ailette par mètre	Diamètre externe(mm)	Type/Tension
Aluminium	472 (11'')	57	Epaulement

Tableau III-T5 : Caractéristique d'ailettes d'échangeur de chaleur. (Annexe AIL)

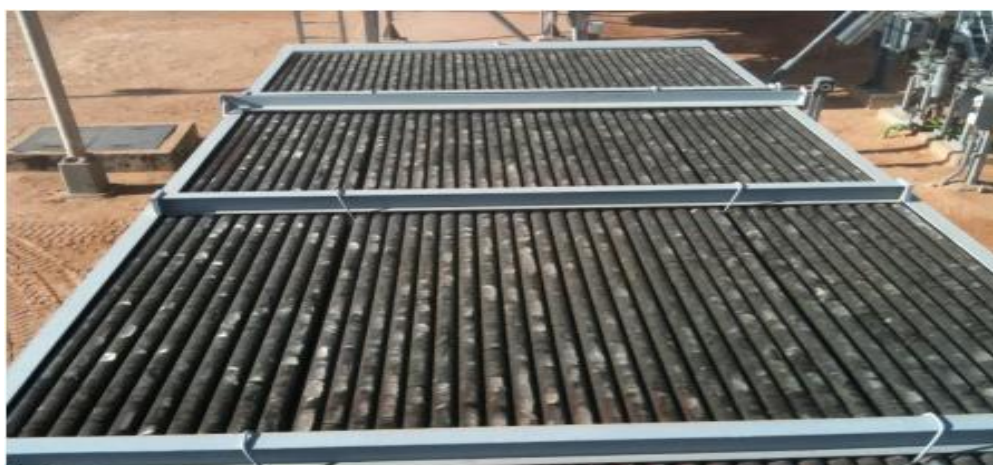


Figure III-15 : Faisceau tubulaire de l'aéroréfrigérant, centrale HMO.

III-2-3.3) ventilateurs à tirage forcé

Les ventilateurs sont disposés de façon à ce qu'ils fonctionnent à température ambiante maximale, ils sont contrôlés par des thermostats identiques (26WC-1et 2).

Le ventilateur N°1 (88 CT-1) démarrera quand la température de l'eau quittant l'échangeur de chaleur s'élèvera à 21°C environ, le second ventilateur (88 CT-2) démarrera quand la température de l'eau quittant l'échangeur de chaleur s'élèvera à 32°C environ, quand cette température tombe à 13 °C ou quand la turbine est arrêtée.

Ventilateurs					
Type	Nombre	Diamètres(m)	Tours par minutes	Nombre de pales	Matériau
Hélice	6	2.44	438	6	Aluminium

Tableau III-T6 : Caractéristique des ventilateurs de l'aéroréfrigérant.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.



Figure III-16 : Ventilateur à tirage forcé

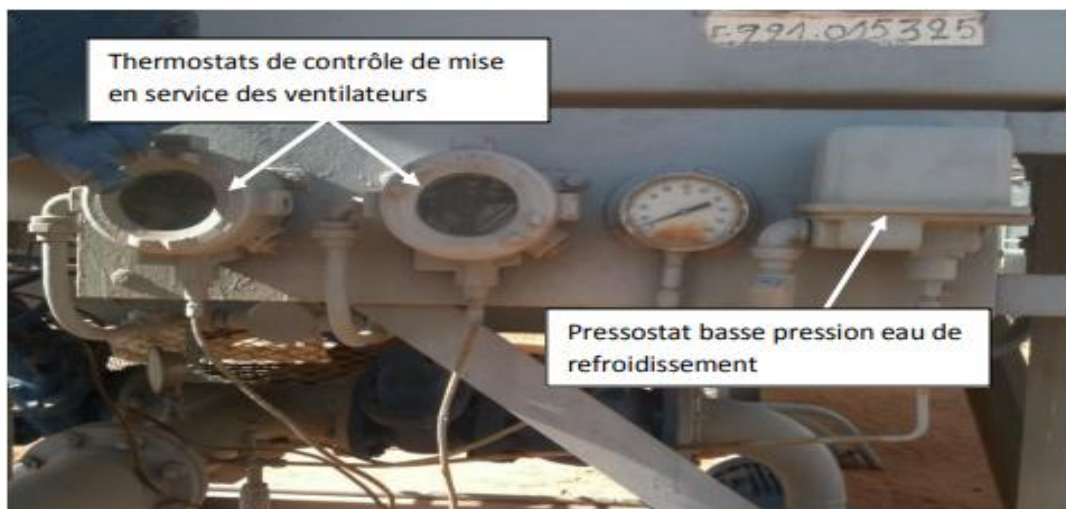


Figure III-17 : Thermostats de contrôle de mise en service des ventilateurs

III-2-3.4) Deux pompes centrifuges à débit entrainés par des moteurs 88WC-1/2

De l'échangeur de chaleur, l'eau s'écoule jusqu'à un tamis en "Y", puis dans les deux pompes, la seconde pompe servant de réserve, si la pression de la pompe de service tombe au-dessous d'une valeur spécifiée, l'interrupteur de détection de pression 63WC fonctionnera automatiquement pour démarrer la pompe de réserve 88WC-2.

Au refoulement de chaque pompe, un clapet de retenue est prévu pour empêcher l'écoulement inverse à travers la pompe à l'arrêt.

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.



Figure III-18 : Pompe eau de refroidissement 88WC.

III-2-3.5) Echangeur de chaleur eau/huile :

L'échangeur utilisé est une calandre eau /huile, ce type d'échangeurs est le plus répandu dans les unités de production, industrie pétrochimique...etc. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

Le but de cet échangeur est le refroidissement d'huile de graissage et la diminution de sa température au maximum pour réaliser une meilleure lubrification.



Figure III-19 : échangeur de chaleur eau/huile (E102)

Chapitre III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement de la TAG MS9001E.

III-3) Problématique relative au refroidissement d'huile de lubrification :

L'huile de lubrification du groupe MS9001E sujet de ce mémoire doit avoir une température comprise entre 54 °C et 60 °C (selon spécification du constructeur GE) lors du fonctionnement des machines, afin qu'elle ait une viscosité adéquate pour une meilleure lubrification des paliers turbine, ainsi que les accouplements et engrenages du groupe.

Dans ce but, l'aéroréfrigérant du groupe a pour rôle de maintenir la température de l'huile de lubrification à la température sus-indiquée, qui durant la saison des grandes chaleurs, l'efficacité de cette installation est mise en cause, car la température d'huile durant cette période atteint continuellement une valeur d'alarme qui est de 100 °C !, ce qui traduit la déficience de ce système, et par là-même engendre probablement le mauvais fonctionnement des paliers, des engrenages du groupe ainsi la longévité du groupe et générant des pertes de production onéreuse et des coûts de maintenance importants, de ce fait, une solution doit être trouvée afin de pallier ce problème thermique. .

En diagnostiquant les dysfonctionnements du système de l'huile de lubrification, et celui du refroidissement, il nous a été donné de constater que le problème se situait au niveau **de l'échangeur de chaleur eau/huile**, ou au niveau **de l'aéroréfrigérant air/eau**, car le dispositif de commande automatique des ventilateurs de l'aéroréfrigérant par thermostats fonctionne correctement.

Les opérations de maintenance réalisées sur le circuit de refroidissement d'huile ont permis de confirmer l'expertise des exploitants, Selon eux, rares étaient les fois où des problèmes survenaient sur l'échangeur de chaleur eau/huile et ils ne constatent pas d'anomalies au niveau de cet échangeur, ce qui nous contraint à vérifier la proposition que les aéroréfrigérants n'arrivent pas à retirer toute la chaleur contenue dans l'eau ce que est la cause d'augmentation de température d'huile de lubrification.

Chapitre IV : Dimensionnement de l'aéroréfrigérant air/eau

IV-1) Introduction :

Pour valider notre méthode de calcul, nous procédons à un dimensionnement des aérofrigoriférants de la centrale HMO en utilisant les données du constructeur (ANSALDO).

L'huile de lubrification est refroidie à travers un échangeur de chaleur eau/huile où l'eau est l'élément responsable du refroidissement, à son arrivée au niveau des aérofrigoriférants l'eau de refroidissement est à la température de 76 °C, Le rôle des aérofrigoriférants est de faire descendre cette température à une valeur inférieure à 54°C afin d'assurer le bon refroidissement de l'huile (dans l'échangeur eau/huile)

Dans cette étude, on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins perte de charge possible, autrement dit un meilleur coût d'investissement et d'exploitation.

Sachant que les aérofrigoriférants de la centrale fonctionnent avec 3 cellules (6 faisceaux), les faisceaux de l'aérofrigoriférant étant semblables, **les calculs sont effectués pour un seul faisceau.**

IV-1-1) Principe de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation, la puissance thermique est toujours la principale préoccupation.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- 1- Calcul dimensionnel : qui sert à déterminer la surface d'échange S connaissant les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, nature et les débits des fluides.
- 2- Calcul de performance : La détermination des températures de sortie des fluides et les débits connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

IV-2) Dimensionnement de l'aérofrigoriférant existant

IV-2-1) Les données de l'aérofrigoriférant (Annexes E1, E2)

➤ Caractéristiques du fluide à l'intérieur des tubes à ailettes à la température moyenne :

Le fluide chaud :EAU	
Débit massique : $\dot{m}= 25,172 \text{ kg/s}$	La masse volumique : $\rho = 982 \text{ kg/m}^3$
Température d'entrée : $T_{ce}= 76 \text{ }^\circ\text{C}$	La conductivité thermique : $\lambda_h = 0,6544 \text{ w/m }^\circ\text{C}$
Température de sortie : $T_{cs}=60 \text{ }^\circ\text{C}$	La chaleur massique : $C_p= 4,186\text{kJ/kg }^\circ\text{C}$

Température moyenne : $T_m = 68 \text{ }^\circ\text{C}$	La viscosité dynamique : $\mu_h = 0,4410^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
---	--

Tableau IV-1 : Caractéristique du fluide chaud (eau).

➤ Caractéristiques du fluide à l'extérieur des tubes à ailettes.

Fluide froid : l'air	
Débit massique : $\dot{m} = 85,30 \text{ kg/s}$	La masse volumique : $\rho = 1,082 \text{ kg/m}^3$
Température d'entrée : $T_{fe} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$	La conductivité thermique : $\lambda_{air} = 0,0281 \text{ W/m}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$
Température de sortie : $T_{fs} = 59 \text{ }^\circ\text{C}$	La chaleur massique : $C_p = 1,008 \text{ kJ/kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$
Température moyenne : $T_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	La viscosité dynamique : $\mu = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$

Tableau IV-2 : caractéristique du fluide froid (air).

➤ Caractéristique d'huile de graissage (Annexe A1)

Lubrifiant : huile	
Débit massique : $\dot{m} = 52,19 \text{ kg/s}$	Température de sortie : $T_{hs} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$
Température d'entrée : $T_{he} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$	La chaleur massique : $C_p = 2,085 \text{ kJ/kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$

Tableau IV-3 : caractéristique d'huile de lubrification

➤ Caractéristiques des tubes (Annexe E3)

Diamètre extérieur : $d_r = 25 \text{ mm}$	Matière du tube : Amirauté
Diamètre intérieur : $d_i = 22,5 \text{ mm}$	Nombre de rangées de tube : $N_r = 4$
Épaisseur : $e_p = 3,2 \text{ mm}$	Nombre de passe : $N_p = 4$
Longueur du tube : $L = 8,5 \text{ m}$	Nombre de tube /rangée : $n = 44$
La conductivité thermique : $\lambda_t = 110,8 \text{ W/m}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$	Le pas : $\delta t = 60,7 \text{ mm}$

Tableau IV-4 : Données de calcul pour tubes.

➤ Caractéristiques des ailettes (Annexe E4)

Matériau : Aluminium	Largeur : $l = 2,4 \text{ m}$
Diamètre des ailettes : $d_a = 57 \text{ mm}$	La hauteur de l'ailette : $h_{ai} = 16 \text{ mm}$
Épaisseur des ailettes : $e_a = 0,4 \text{ mm}$	Espacement entre deux ailettes : $\delta a = 1,736 \text{ mm}$
Nombre des ailettes : 435 ailette /m (11")	La conductivité thermique : $\lambda_{ail} = 220 \text{ W/m}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$

Tableau IV-5 : Donnée de calcul pour ailettes.

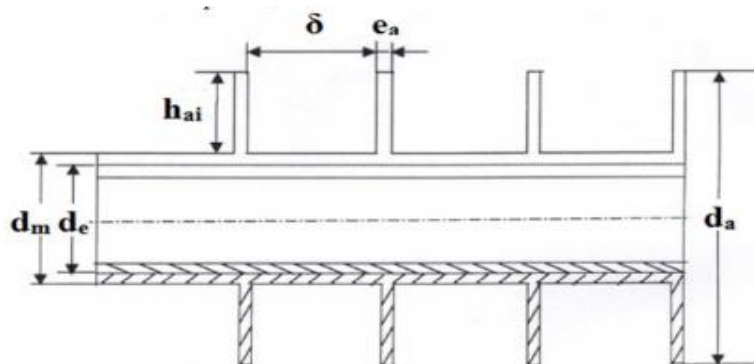


Figure IV-1 : Tube à ailette.

IV-2-2) Calcul de Coefficient de convection c^{ôt} étube (hi), le fluide chaud (eau) [9][11]

Le coefficient de convection interne est calculé par la corrélation suivante :

$$\text{Nu} = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda_h} = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4}$$

Nu : nombre de Nusselt

d_i : le diamètre intérieur des tubes

λ_h : la conductivité thermique de l'huile à la température moyenne (w/m°C)

IV-2-2.1) Calcul du nombre de Prandtl :

$$\text{Pr} = \frac{\mu_e \cdot C_{p_e}}{\lambda_e} \quad \text{AN} \quad \text{Pr} = \frac{0,447 \cdot 10^{-3} \cdot 4186}{0,6544} = 2,86$$

$$\text{Pr} = 2,86$$

IV-2-2.2) Calcul le nombre de REYNOLDS :

$$\text{Re} = \frac{d_i \cdot V_e \cdot \rho_e}{\mu_e}$$

IV-2-2.3) Calcul de Vitesse d'écoulement d'eau dans les tubes :

Sachant que le faisceau possède 4 rangées de 44 tubes à l'intérieur de chacun de ces derniers, le débit massique d'eau par tube est :

$$\dot{m}_{\text{eTube}} = \frac{25,172}{44 \cdot 4} = 0,143 \text{ kg/s}$$

$$V_e = \frac{\dot{m}_{\text{eTube}}}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_e \cdot d_i^2} \quad \text{AN} \quad V_e = \frac{0,143}{982 \cdot 0,785 \cdot 22,5^2 \cdot 10^{-6}} = 0,366$$

$$V_e = 0,366 \text{ m/s.}$$

$$\text{Re} = \frac{d_i \cdot V_e \cdot \rho_e}{\mu_e} \quad \text{AN} \quad \text{Re} = \frac{22,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,366 \cdot 982}{0,447 \cdot 10^{-3}} = 18091,2$$

$$\text{Re} = 18091,2$$

Donc

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad AN \quad Nu = 0,023 \cdot 18091,2^{0.8} \cdot 2,86^{0.4}$$

$$Nu = 89,176$$

D'où le coefficient de convection interne coté tube est :

$$hi = \frac{Nu \cdot \lambda_e}{d_i} \quad AN \quad hi = \frac{89,176 \cdot 0,6544}{22,5 \cdot 10^{-3}} = 2593,63$$

$$hi = 2593,63 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

IV-2-3) Calcul de coefficient de convection au côté d'air (h_a), fluide froid : [10][12]

Ce coefficient est calculé selon la corrélation de Briggs et Young (La formule de Briggs et Young), est l'une des corrélations les plus utilisées pour le calcul du coefficient de transfert côté air.

La corrélation de Briggs et Young :

$$h_a = \frac{0.134}{d_r} \left(\frac{d_r G_{Max}}{\mu_a} \right)^{0.681} * \lambda_a \left(\frac{C_{pa} \cdot \mu_a}{\lambda_a} \right)^{0.33} * \left(\frac{\delta}{h_{ai}} \right)^{0.2} * \left(\frac{\delta}{e_{ai}} \right)^{0.1134}$$

Où :

h_a : Coefficient de convection côté air, rapporté à la surface totale externe.

d_r : Diamètre externe du tube.

δ : Espacement entre deux ailettes.

λ_a : Conductivité thermique côté air.

μ_a : Viscosité dynamique côté air.

C_{pa} : Chaleur massique de l'air.

G_{Max} : Vitesse massique de l'air en kg/m²·s

$$G_{Max} = \frac{\dot{m}_a}{S_f}$$

La surface faciale de faisceau : $S_f = l \cdot L$

$$AN \quad S_f = 2,4 * 8,5 = 20,380 \text{ m}^2$$

$$D'où: \quad G_{Max} = \frac{\dot{m}_a}{S_f} \quad AN$$

$$G_{Max} = \frac{85,3}{20,38} = 4.133 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

En appliquant la formule de Briggs et Young :

$$h_a = \frac{0.134}{0.025} \cdot \left(\frac{0.025 \cdot 4.133}{1.94 \cdot 10^{-5}} \right)^{0.681} \cdot 0,0281 \left(\frac{1008 \cdot 1.94 \cdot 10^{-5}}{0.0281} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{0,001736}{0.016} \right)^{0.2} \cdot \left(\frac{0,001736}{0.00035} \right)^{0.1134}$$

$$h_a = 35,396 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV-2-4) Calcul de Coefficient d' échange global K : [9][11][13]

$$\frac{1}{K_0} = \frac{S_t}{h_a \cdot S_i} + \frac{S_t \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_t \cdot L_t \cdot N_{t/r}} + \frac{S_t}{S_i} R_a + R_e + \frac{1}{h_e \cdot \varepsilon_{ai}}$$

Tel que :

S_i : Air de Surface interne du tube nu

$$S_i = \pi \cdot d_i \cdot L_t \cdot N_r \cdot n = \pi \cdot 22,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,5 \cdot 4 \cdot 44 = 105,69 \text{ m}^2$$

S_T : Surface totale du tube ailette

$$S_T = S_{\text{aillette}} + S_e$$

$$S_{\text{aillette}} = (\pi/2) \cdot (d_{\text{ail}}^2 - d_e^2) \cdot N_{\text{ail}} + \pi d_{\text{ail}} \cdot e_{\text{ai}} \cdot N_{\text{ail}}$$

$$S_{\text{aillette}} = (\pi/2) \cdot (0.057^2 - 0.025^2) \cdot 435 + \pi \cdot 0,057 \cdot 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 435 = 1,819 \text{ m}^2$$

S_e : surface du tube sans ailettes.

$$S_e = \pi \cdot d_e \cdot (1 - e_{\text{ail}} \cdot N_{\text{ail}}) = \pi \cdot 0,025 \cdot (1 - 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 435) = 0,0665 \text{ m}^2$$

$$S_T = 1,819 + 0,0665 = 1,885 \text{ m}^2$$

R_a : est la résistance d'encrassement au côté d'air, estimé à 0,0001

R_e : est la résistance d'encrassement au côté d'eau, estimé à $3,5 \cdot 10^{-4}$

ε_{ai} : est l'efficacité de l'aillette donnée à 0,72

Bilan :

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1,885}{35,706 \cdot 105,69} + \frac{1,885 \cdot \ln\left(\frac{25}{22,5}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 110,8 \cdot 8,5 \cdot 44} + \frac{1,885}{105,69} \cdot 0,0001 + 3,5 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2858,26 \cdot 0,72}$$

$$\frac{1}{K_0} = 13,8962 \cdot 10^{-4} \text{ ce qui implique : } K_0 = \frac{1}{1,38962 \cdot 10^{-3}} = 719,62$$

$$K_0 = 719,62 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

IV-2-5) Calcul de la quantité de chaleur à extraire de l'huile de lubrification :

Pour que l'huile de lubrification soit refroidie à la température exigée par le constructeur, l'eau de refroidissement doit retirer ou absorber la chaleur portée par l'huile lors de son retour du circuit de refroidissement du groupe TAG au collecteur, la quantité de chaleur à absorber est calculée comme suit :

$$\varphi_h = \varphi_e = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{he} - T_{hs}) = 52,19 \cdot 2,085 \cdot (80 - 56) = 2611,58 \text{ kJ/s}$$

IV-2-6) Calcul de la quantité de chaleur extraite de l'air à travers l'aéroréfrigérant : [11][13]

IV-2-6.1) Calcul de la différence de température moyenne logarithmique « ΔT_{lm} » :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad \text{AN} \quad \Delta T_{lm} = \frac{(76 - 59) - (60 - 41)}{\ln \frac{(76 - 59)}{(60 - 41)}}$$

$$\Delta T_{lm} = 17,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

IV-2-6.2) Correction de la différence de température moyenne logarithmique « ΔT_{lmc} » :

Cette correction revient à déterminer le facteur de correction « F », pour cela nous devons calculer les deux variables « R » et « P », tel que :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

On déduit ainsi le facteur de correction F (voir annexe) le facteur de correction F est égale à 1 pour un nombre de passes > 3.

$$\Delta T_{lmc} = F \cdot \Delta T_{lm} = 1 \cdot 17,98 = 17,98$$

On calcule la quantité de chaleur extraite de l'eau par l'air dans l'échangeur comme suit :

$$\varphi = K \cdot St_{tot} \cdot \Delta T_{lmc} \text{ où } St_{tot} \text{ est la surface d'échange globale des tubes.}$$

$$St_{tot} = n \cdot N_r \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \quad \text{AN} \quad St_{tot} = 4 \cdot 44 \cdot \pi \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 8,5 = 117,43 \text{ m}^2$$

Donc :

$$\varphi = 719,62 \cdot 117,43 \cdot 17,98 = 1780,2 \cdot 10^3$$

$$\varphi_e = 1519,4 \text{ KW}$$

On résulte d'après ce calcul, que l'eau de refroidissement n'arrive pas à absorber toute la chaleur cédée par l'huile ce qui est la cause d'échauffement de ce dernier ($\varphi_e < \varphi_h$), et pour résoudre ce problème on doit subir cet échangeur à des modifications pour l'améliorer et d'augmenter ses performances.

IV-2-7) Calcul de la température de sortie du l'eau de refroidissement :

Pour que l'eau de refroidissement puisse maintenir la température d'huile dans les normes, il doit entrer à l'échangeur de chaleur eau/huile avec une température inférieure à 56°C, on la calcule pour notre cas comme suit :

$$\varphi_e = \varphi_h = 2611,58 \text{ kJ/s}$$

$$\varphi_e = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = 25,172 \cdot 4,18 \cdot (76 - T_{cs}) = 2611,58 \text{ kJ/s} \quad \text{d'où :}$$

$$T_{cs} = 51,17 \approx 51 \text{ }^\circ\text{C}$$

D'après ce calcul, la température de sortie d'eau de refroidissement de l'aéroréfrigérant doit être à 51°C pour qu'il puisse refroidir l'huile de lubrification dans l'échangeur de chaleur eau/huile en absorbant la quantité de chaleur cédée par ce dernier.

IV-3) Dimensionnement de l'aéroréfrigérant proposé [13][12]

Il s'agit de déterminer la surface d'échange S connaissant la puissance et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides exigés par le fonctionnement de la TAG.

$$T_{cs} = 51 \text{ }^\circ\text{C}, T_{fs} = 59 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pour résoudre ce problème, notre proposition était d'augmenter la surface d'échange globale entre les deux fluides air et eau afin d'atteindre la température voulue.

IV-3-1) Calcul de la surface d'échange globale:

IV-3-1.1) Calcul de la ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}}$$

AN

$$\Delta TLM = \frac{(76 - 59) - (51 - 41)}{\ln \frac{(76 - 59)}{(51 - 41)}}$$

$$\Delta TLM = 13,19 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\varphi = K \cdot S_{TOT} \cdot \Delta TLM = 2611,58 \text{ kJ/s d'où :}$$

$$S_{TOT} = \frac{\varphi}{K \cdot \Delta TLM} = \frac{2611580}{719,62 \cdot 13,19} = 275,14 \text{ m}^2$$

$$E = \frac{S_{TOT}}{S_{tot}} = \frac{275,14}{117,43} = 2,34$$

Le rapport de comparaison E entre la nouvelle surface d'échange proposé et celle de l'aéroréfrigérant air/eau existant montre qu'on doit l'augmenter d'un rapport E pour atteindre notre but de baisser la température de sortie d'eau de refroidissement.

IV-3-2) Calcul de nombre de tubes :

La surface d'échange globale estimer à 234,83 m² est aussi la surface totale des tubes, donc il faut diviser par la surface d'un seul tube pour avoir le nombre des tubes qu'il nous faut.

$$S_{Tu} = \pi \cdot d_e \cdot L = 25 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 8,5 = 0,66725 \text{ m}^2$$

$$N = \frac{S_{TOT}}{S_{Tu}} = \frac{275,14}{0,66725} = 412,3 \approx 412 \text{ Tubes.}$$

Cela vérifie le calcul précédent. ($N^2 = E \cdot N$)

IV-3-3) Calcul des pertes de charge à l'intérieur des tubes [9][10] [14]

Les pertes de charge à l'intérieur des tubes se calculent par la corrélation suivante :

$$\Delta P_t = N_r \cdot \rho_e \cdot V_e^2 \cdot \left(\frac{f_t \cdot L}{d_i} + 2 \right)$$

V_e : vitesse d'eau à l'intérieur des tubes.

N_r : nombre de passages de tubes

f_t : facteur de friction fonction du nombre de Reynolds

IV-3-3.1) Calcul de coefficient de friction f_t (Annexe D)

Le coefficient de friction dépend de nombre de Reynolds.

Pour $Re = 20427$ on a $f = 0,02$

$$\Delta P_t = 4 \cdot 982 \cdot 0,456^2 \left(\frac{0,02 \cdot 8,5}{22,5 \cdot 10^{-3}} + 2 \right) = 7800$$

$$\Delta P_t = 7800 \text{ Pa} = 0,078 \text{ bar}$$

Ce qui est bon selon les sp é cifique du constructeur ($\Delta P_t < 1,18 \text{ bar}$).

IV-3-4) Calcul des pertes de charges à travers le faisceau [10] [14]

Le coefficient de perte de charge à travers ce type de faisceau est donn é par la formule de

$$\text{Briggs et Robinson : } \Delta P_a = f_a \cdot \frac{G_{max}^2}{\rho_a} N_r$$

Le coefficient de perte de charge à travers ce type de disposition est donn é par :

$$f_a = 18,93 \left(\frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu_a} \right)^{-0,316} \cdot \left(\frac{\delta_t}{d_e} \right)^{-0,927} = 18,93 \left(\frac{25 \cdot 10^{-3} \cdot 4,133}{1,94 \cdot 10^{-5}} \right)^{-0,316} \cdot \left(\frac{60,7}{25} \right)^{-0,927}$$

$$f_a = 0,552$$

$$\Delta P_a = 0,552 \cdot 4 \cdot \frac{4,133^2}{1,082} = 3,441 \cdot 10^{-4} \text{ Bar}$$

IV-3-5) Calcul de la puissance des ventilateurs : [10][11] [14]

La relation suivante permet d'évaluer la puissance du ventilateur : $P_v = \frac{Q_v \cdot \Delta P_t}{\eta_m \cdot \eta_v}$ Avec :

Q_v : Débit masse d'air pour chaque ventilateur

ΔP_t : Perte de charge totale

η_m : Rendement mécanique, généralement de l'ordre de 95%

η_v : Rendement du ventilateur, variant de 0.6 à 0.7 (on prend la moyenne qui est 0,65)

IV-3-5.1) Calcul du débit volumique d'air de chaque ventilateur :

$$Q_v = \frac{\text{débitmassique}}{n_v \cdot \rho_a} = \frac{85,3}{2,1,082} = 39,41 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_{dy} + \Delta P_a$$

ΔP_{dy} est la variation de pression dynamique dans l'anneau du ventilateur donn é par :

$$\Delta P_{dy} = \frac{\rho_v}{2} \cdot V_v^2 \text{ O} \ddot{u} \text{ } \rho_v \text{ est la masse volumique de l'air dans les conditions de ventilation et}$$

$$V_v \text{ la vitesse de l'air à travers l'anneau donn é par : } V_v = \frac{Q_v}{S_v}$$

S_v : est la Section de ventilateur sachant que son diamètre est de $d_v = 2,44$ m

$$S_v = \pi \frac{d_v^2}{4} = \pi \frac{2,44^2}{4} = 4,67 \text{ m}^2 \text{ ce qui implique } V_v = \frac{39,41}{4,67} = 8,43 \text{ m/s}$$

On calcule la masse volumique de l'air dans ces conditions de ventilation qui est à $T_{fe} = 41$ °C comme suit :

$$\rho_{v_{44^\circ C}} = \rho_{v_{20^\circ C}} \cdot \frac{20+273}{T_{fe}} = 1,2 \cdot \frac{20+273}{41+273} = 1,109 \text{ kg/m}^3$$

Donc les Pertes de charges dynamiques :

$$\Delta P_{dy} = \frac{\rho_v}{2} \cdot V_v^2 = \frac{1,109}{2} \cdot 8,43^2 = 38,81 \text{ Pa}$$

Les pertes de charges totales seront :

$$\Delta P_t = \Delta P_{dy} + \Delta P_a = 34,85 + 38,81 = 73,66 \text{ Pa}$$

D'où la Puissance de chaque ventilateur en fonctionnement :

$$P_v = \frac{Q_v \cdot \Delta P_t}{\eta_m \cdot \eta_v} = \frac{39,41 \cdot 73,66}{0,95 \cdot 0,65} = 4,664 \text{ KW} = 6,34 \text{ cv}$$

La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement hiver, le ventilateur aspire un débit volumique d'air constant, la Température minimum en hiver est de $T = 4$ °C

$$P_h = P_v \cdot 1,1 \cdot \frac{273+41}{273+4} = 5,815 \text{ kw} = 7,9 \text{ cv}$$

$$P_v + P_h = 7,9 + 6,34 = 14,24 \text{ cv}$$

Donc on utilisera des ventilateurs de puissance à 15cv ou 11,03 KW sachant que $1 \text{ KW} = 1,35984 \text{ cv}$.

IV-4) Interprétations des résultats obtenus

Le calcul de vérification montre que le groupe aéro-réfrigérants n'arrivent pas à retirer toute la chaleur contenue dans l'eau ce qui est la cause de l'augmentation de température d'huile, À cela s'ajoute l'encrassement et le vieillissement des ailettes de refroidissement, qui par manque d'entretien empêchent le passage de l'air, on doit donc l'améliorer pour avoir un

nouvel échangeur qui satisfait aux conditions de refroidissement d'huile, à une température de $T = 56 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Le calcul de dimensionnement montre que l'aéroréfrigérant doit porter une surface d'échange thermique de $275,14 \text{ m}^2$, autrement dit un faisceau tubulaire de 412 tubes pour que l'eau sorte à une température convenable afin de refroidir l'huile de lubrification du groupe TAG, Pour le nombre des ventilateurs, il doit être utilisé deux ventilateurs de la puissance est égale de 15 cv ou 11,03KW.

IV-5) Etude économique

Le Coût de l'aéroréfrigérant dépend également du type d'ailettes, de la longueur des tubes, du matériau des tubes de base, du type et le nombre de ventilateur et du nombre de baies dans une unité

IV-5-1) Le coût estimé des modifications de l'aéroréfrigérants (Annexes E, F)

Le coût de l'aéroréfrigérants estimée (inclus : faisceaux, charpente, équipements) basé sur la surface d'échange est obtenu à partir de l'Annexe E.

La surface supplémentaire égale à $275,14 - 117,43 = 157,71 \text{ m}^2$

Pour une surface d'échange de $157,71 \text{ m}^2$ le coût équivalent est :

$$C1 = 533 \times 157,71 = 84059,43 \text{ EUROS}$$

Ainsi que nous avons deux moteurs électrique(ventilateurs) à ajouter, ce qui nous donne le prix suivant (voir Annexe F) :

$$C2 = 115 \times 11,3 \times 2 = 2599 \text{ EUROS}$$

Le cout total donc estimé pour améliorer l'aéroréfrigérant est de :

$$C = 84059,43 + 2599 = 86658,43 \text{ EUROS} \approx 14.125.324 \text{ DA}$$

Conclusion générale

Pendant la période d'été, le groupe turbine à gaz MS9001E et le circuit de refroidissement d'huile particulièrement, présente un problème d'augmentation de température qui atteint la valeur d'alarme au niveau du collecteur qui est de 100 °C, notre travail a été axé sur ce problème où nous avons proposé une solution applicable à l'échangeur de chaleur air/eau pour qu'il maintient l'eau de refroidissement à la température appropriée au refroidissement d'huile de lubrification.

Le dimensionnement de l'aéroréfrigérant réalisé dans le chapitre précédent a montré la nécessité de l'augmentation de surface d'échange de 275,14 m² qui se traduit par l'ajout d'une nouvelle batterie d'aéroréfrigérant identique à l'ancienne.

Notre étude n'a pas pris en considération les pertes de charge en amont et en aval de l'aéroréfrigérant, nous recommandons pour une prochaine étude de faire ce calcul.

Notons à toutes fins utiles que cette étude n'est pas exhaustive, elle peut être sujette à plusieurs améliorations, Cependant pour suivre et assurer une maintenance plus aisée et régulière du système de refroidissement d'huile, nous recommandons à notre structure d'accueil :

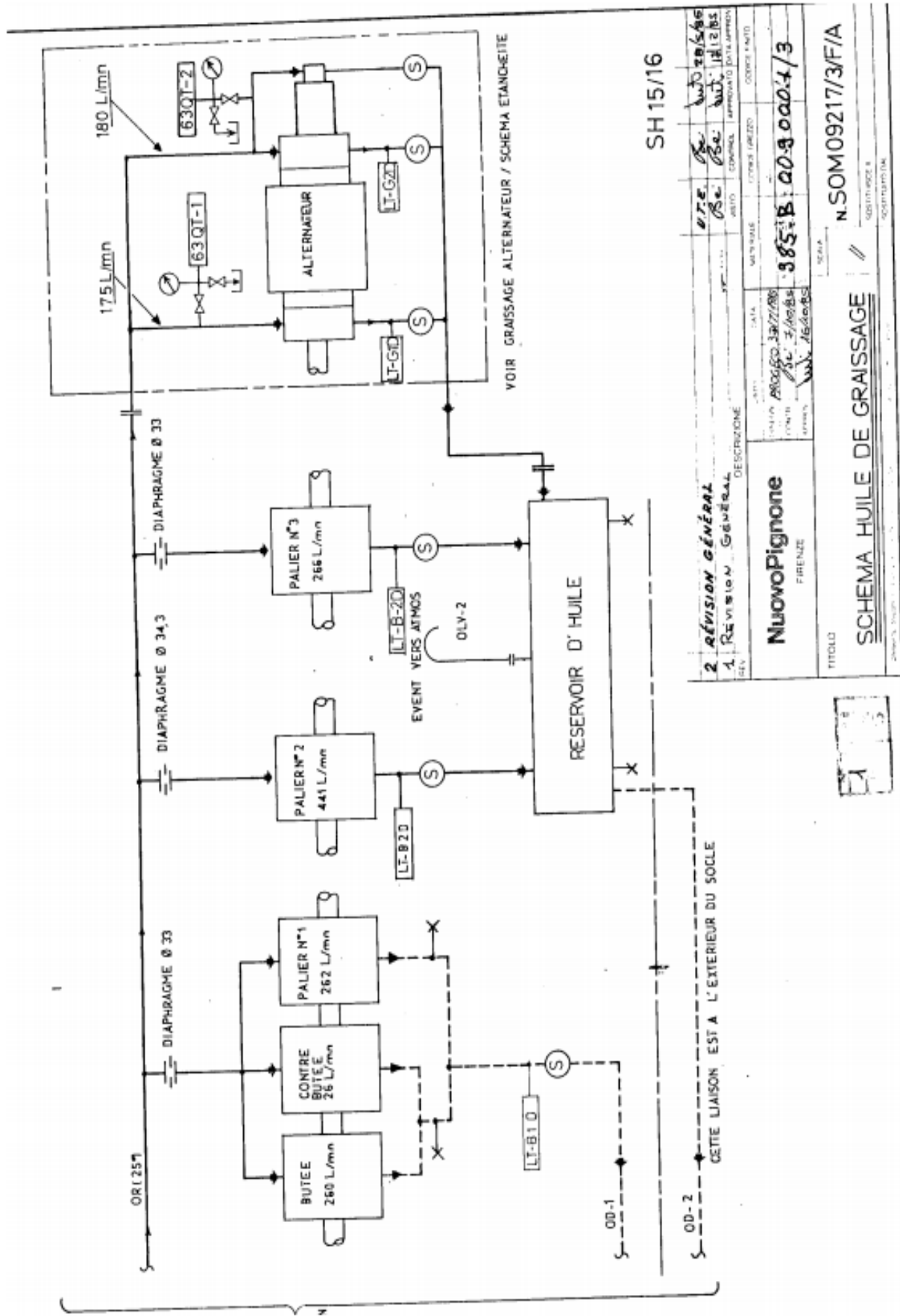
- ❖ Vu les changements au niveau du climat, il serait intéressant de faire une étude approfondie sur les propriétés physico-chimiques de l'huile utilisée, une étude approfondie sur les structure des ailettes.
- ❖ Faire une isolation de la tuyauterie.

Bibliographie

- [1] : Rapport d'activité de la période d'essai, unité de production HMO, Division de production, consulté le 14/08/2020.
- [2] : Rapport d'activité et comptes de gestion consolidée du groupe Sonelgaz. www.sonelgaz.dz/media/file/621/10_06_21_dossier_presse_bilan_verfinale_5cdd28c27dbdf6.02947835.pdf
- [3] : Image géographique de la centrale HMO, google Maps, consulté le 14/08/2020.
- [4] : PFE pour l'obtention du diplôme Master en mécanique des chantiers pétroliers Présenté Par BEKKOUCHE Abdellatif, université kasdi merbah-ouargla.
- [5] : Cycles à gaz (Brayton) - étude du turboréacteur <http://elearning.centre-univ-mila.dz>
- [6]: Gas Turbine Engineering Handbook Fourth Edition Meherwan P. Boyce, www.elsevierdirect.com
- [7]: Gas Turbines MS 9001 E' Operation Training Manual, GE Power Systems Handbook.
- [8]: MS9001E A New 100 MW Gas Turbine Handbook, Contributed by the Gas Turbine Division of THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS
- [9] : www.sft.asso.fr/Ouvrages/Padet_Ech_Thermiques/Chapitres%206.pdf
- [10]: Wolverine tube heat transfert data book www.files.engineering.com
- [11] : PFE, étude thermique de l'aéroréfrigérant eau/air de la centrale électrique HAMMA II, université mouloud maamri Tizi-Ouzou.
- [12] : Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage, Jean-Pierre Bedecarrats, Françoise Strub, <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00634761>.
- [13] : Techniques de l'Ingénieur, Dimensionnement thermique, B 2 342, Paris : 1989
- [14] : PFE, dimensionnement de l'aéroréfrigérant de la centrale électrique RDS- Université mouhamed bouguera – boumerdes – Bendjeda Hamza

ANNEXES

Annexe A2 : Schéma (2) huile de graissage

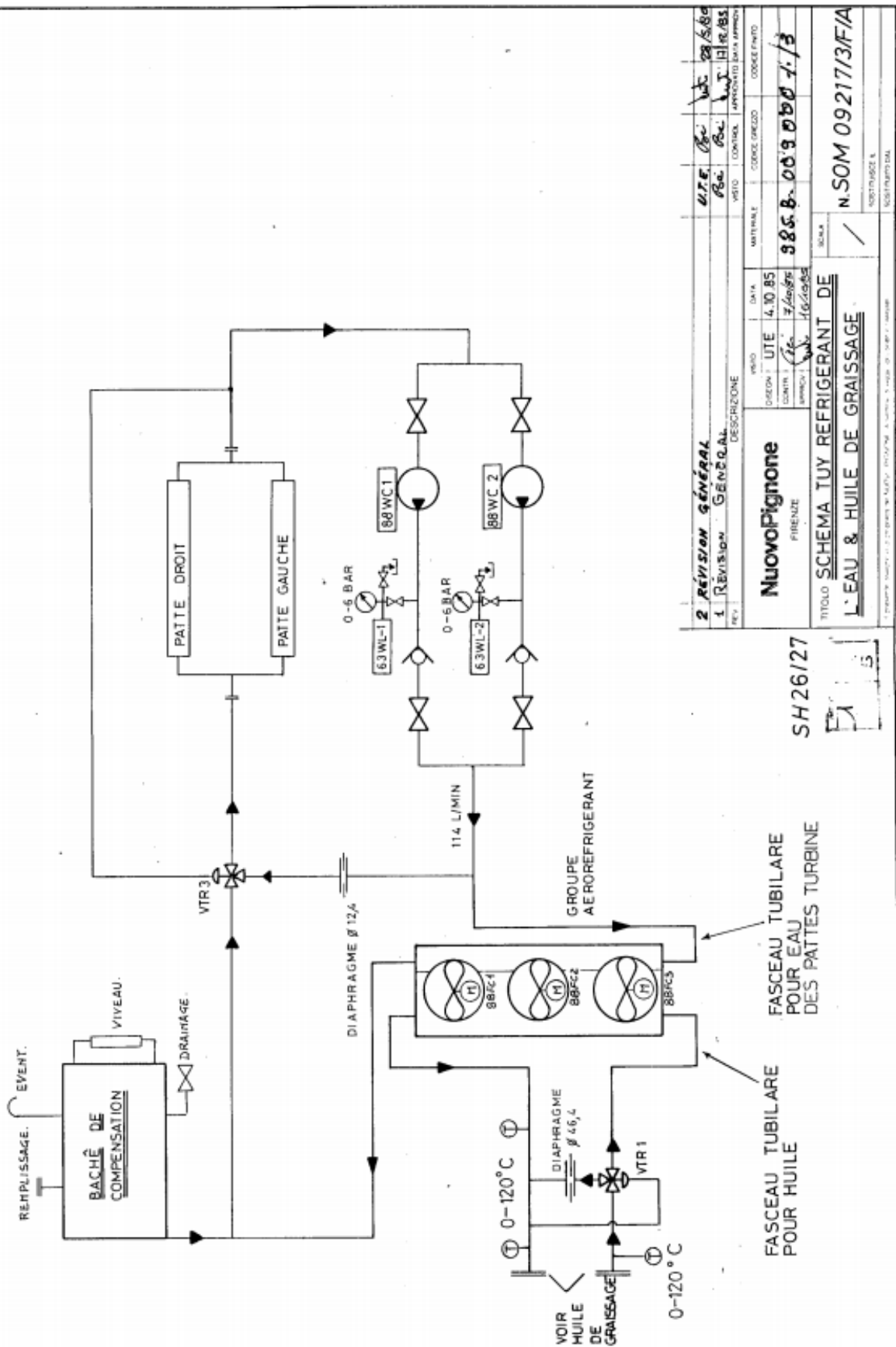


2	REVISION GÉNÉRAL	DATA	REVISIONE	DATA	REVISIONE	DATA	REVISIONE	DATA	REVISIONE
1	Revision General	2008/03/27/2008	1	Revision General	2008/03/27/2008	2	Revision General	2008/03/27/2008	3
DESCRIZIONE		DESCRIZIONE		DESCRIZIONE		DESCRIZIONE		DESCRIZIONE	
NuovoPignone		NuovoPignone		NuovoPignone		NuovoPignone		NuovoPignone	
FIRENZE		FIRENZE		FIRENZE		FIRENZE		FIRENZE	
TITOLO		TITOLO		TITOLO		TITOLO		TITOLO	
SCHEMA HUILE DE GRAISSAGE		SCHEMA HUILE DE GRAISSAGE		SCHEMA HUILE DE GRAISSAGE		SCHEMA HUILE DE GRAISSAGE		SCHEMA HUILE DE GRAISSAGE	
N.SOM09217/3/F/A		N.SOM09217/3/F/A		N.SOM09217/3/F/A		N.SOM09217/3/F/A		N.SOM09217/3/F/A	



CETTE LIAISON EST A L'EXTERIEUR DU SOCLE

Annexe B1 : Schéma tuyauterie, réfrigérant d'eau et d'huile de graissage



2 REVISION GENERALE			DATE	4.10.85	UTILE	UTILE	UTILE	DATE	28/8/86
1 REVISION GENERAL			DESIGN	UTE	UTE	UTE	DESIGN	UTE	11/10/85
REV. DESCRIZIONE			CONTR.	TE	TE	TE	CONTR.	TE	11/10/85
			APPROV.	TE	TE	TE	APPROV.	TE	11/10/85
			MATERIALE				CODICE GREZZO		
			VEDO						
NuovoPignone			SCALA				886.B.009000		1/3
FIRENZE			TITOLO	SCHEMA TUY REFRIGERANT DE		L'EAU & HUILE DE GRAISSAGE		N.SOM 09217/3/F/A	
			SUBSTITUZZE A						
			IDENTIFICAZIONE						

Annexe A3 : Propriétés thermo physique d'air.

T K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	c_p J/kg.K	λ W/m.K	α m ² /s	Pr	β 1/Kelvin
AIR								
250	1,413	1,60.10 ⁻⁵	1,13.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,57.10 ⁻⁵	0,722	1/T
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708	
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697	
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689	
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	3,16.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,64.10 ⁻⁵	0,683	
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,79.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680	
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039	0,0436	6,53.10 ⁻⁵	0,680	
600	0,588	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680	
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682	
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684	
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686	
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689	
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692	
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696	
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,8.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699	
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702	
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706	
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0763	22,0.10 ⁻⁵	0,714	
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722	

Annexe A5 :: Propriétés thermo physique d'eau.

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr
°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	Pa.s ⁻¹	m ² .s ⁻¹	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Annexe AIL : Fiche technique de tube à ailettes

CARATTERISTICHE CARACTERISTIQUES	REFERE	
	1 E-101-W1 E-201-W1	2 E-101-W1 E-201-W1
DOPO ALETTATURA APRES AILETTAGE	L mm	12192 12192
DIAM. EST. ALETTA DIAM. EXT. AILETTE	A mm	55 55
SP. ALETTA ALLA BASE EP. AILETTE A LA BASE	C mm	57.45 57.45
EP. AILETTE PER POLLICE N-BRE AILETTES POUR POUCE	S mm	0.4 0.4
SP. TUBO PRIMA DELL'ALETT. EP. TUBE AVANT DE L'AILETTAGE	N°	11 11
DIAM. EST. TUBO DIAM. EXT. TUBE	T mm	13 13
TIPO ALETTATURA TYPE AILETTAGE	Φ	1 1
MATERIALE TUBO/ALETTA MATERIEL TUBE/AILETTE		ATTACHEES MECANIQUEMENT (GROOVED) ASTM A 119 ALUMINIUM
N° TOT. TUBI RICHIESTO N-BRE TOTAL DEMANDE	N°	528 16



NOTE
 1- ATTESTARE A LUNGHEZZA E PUIRE LE ESTREMITA' DALLA BAVA DI TAGLIO.
 2- TUBI BASE FORNITI SEC. SPC. 1658 & 1916.
 4- ALETTATURA SEC. SPC. 1936.

NOTES
 1- BORDER LES TUBES
 2- TUBES FOURNI SELON SPC. 1658 & 1916
 3- AILETTAGE SELON SPC. 1936

PLAN NOTIFIE
 le 20-4-87

2	Plan approuvé par SONELGAZ le 24-12-86	13-1-87
1	EMIS POUR CONSTRUCTION	30/09/85
0	EMIS POUR APPROBATION	07/07/80
Indice	Modifications	date
	Visas	

SONELGAZ
 DIRECTION DE L'ENGINEERING
 2 boulevard SALAH BOUAKOUR - ALGER - Tel. 64.82.60 et 64.83.80
 SERVICE : ENGINEERING DES MOYENS DE PRODUCTION

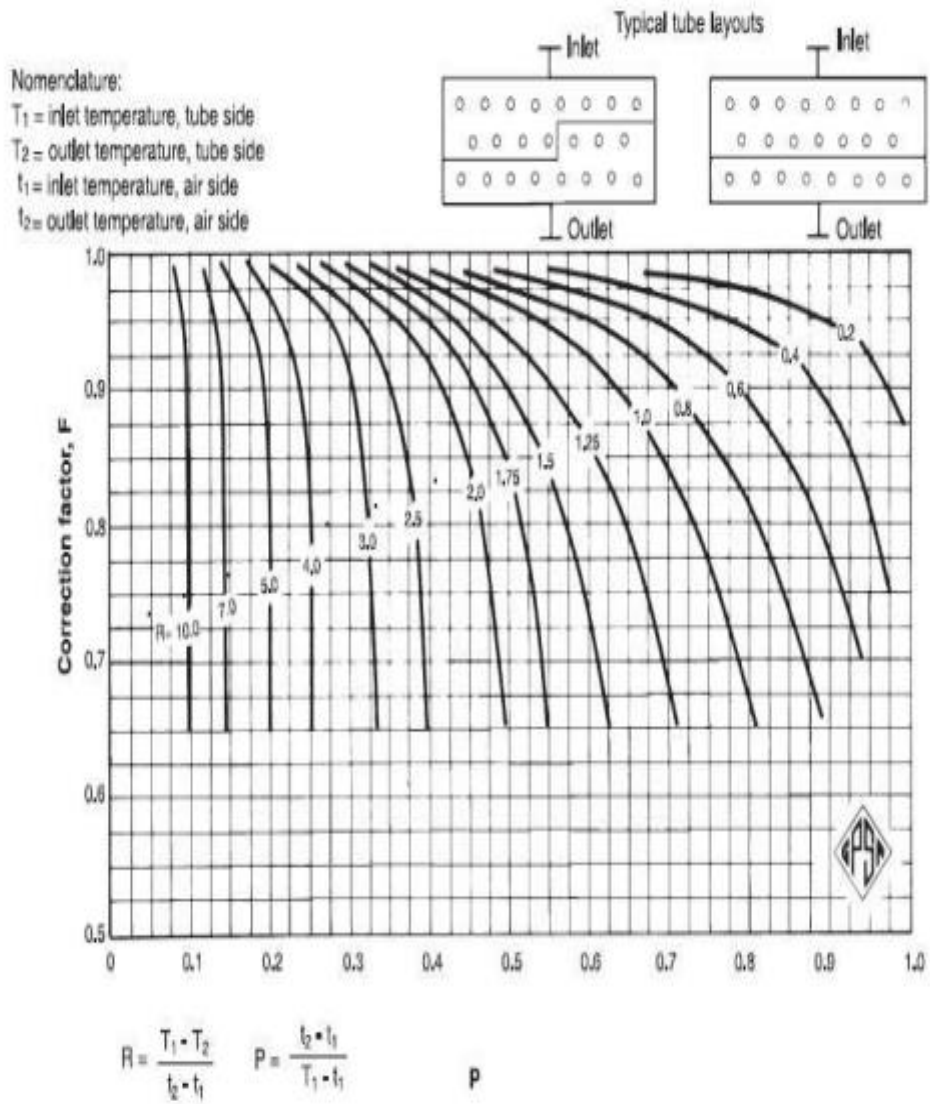
CENTRALE TURBINE A GAZ DE HASSI-MESSAOUD II

TUBES AILETTES
 REFERENCE : E-101-W1 - E-201-W1 - E-101-W1 - E-201-W1

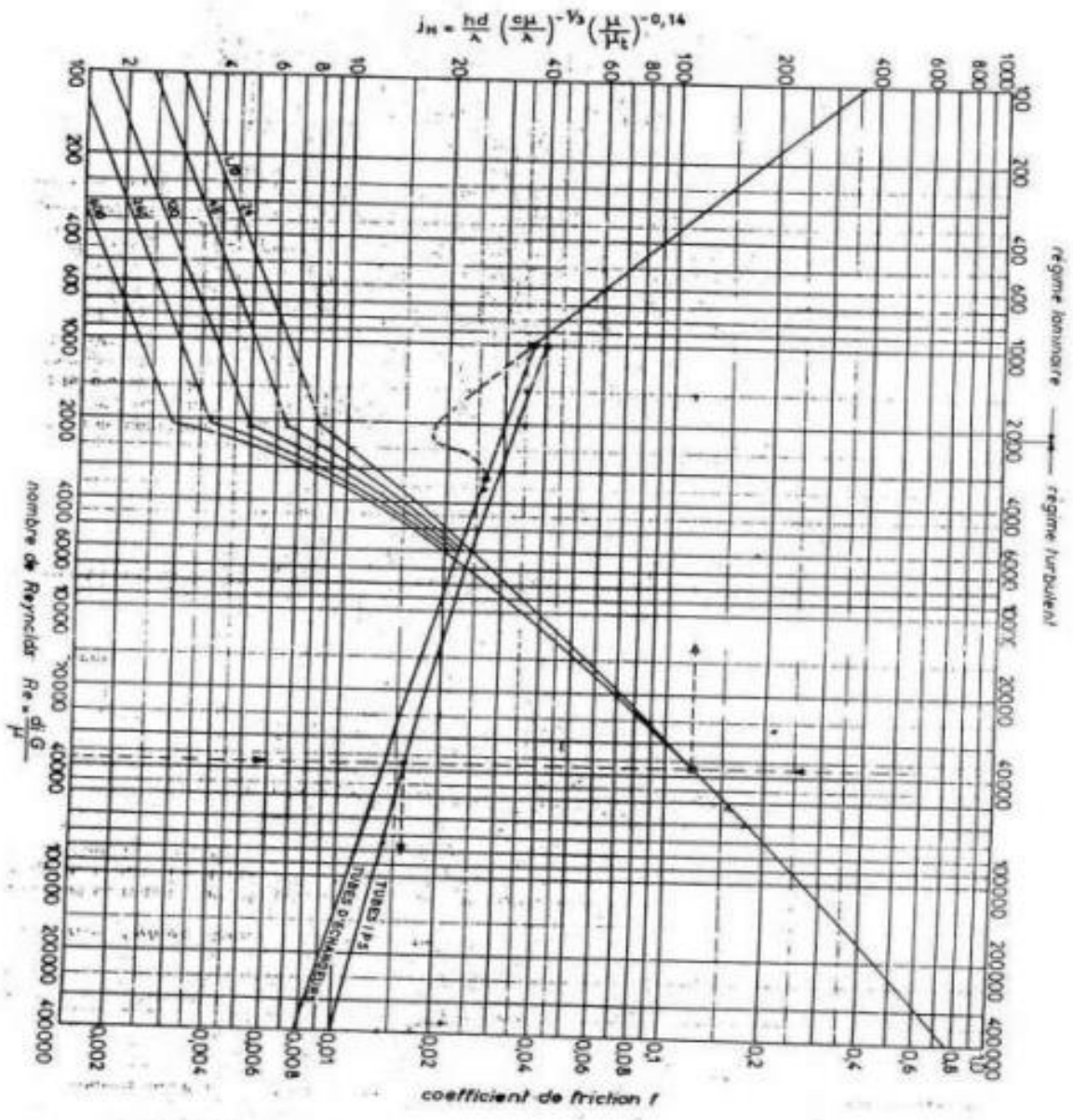
A.P. n°	Marche n°	Ech.	N° Entreprise
Version	Approuvé	1/10/86	N° SONELGAZ
Etat	1/1	1/1	H M G M 6 0 3 0 0 8
Etat	1/1	1/1	

TT Turbotecnica
 NUMERO FOURNISSEUR
 NUOVO FABBRICAZIONE VIBO VALENTIA
 CONTAINERE N° 630.0384
 DESSIN N° 54410/3-11E
 DESSIN N° 9851012-1010083
 REV. 012

Annexe G : Détermination de Facteur de correction – 2 Passe

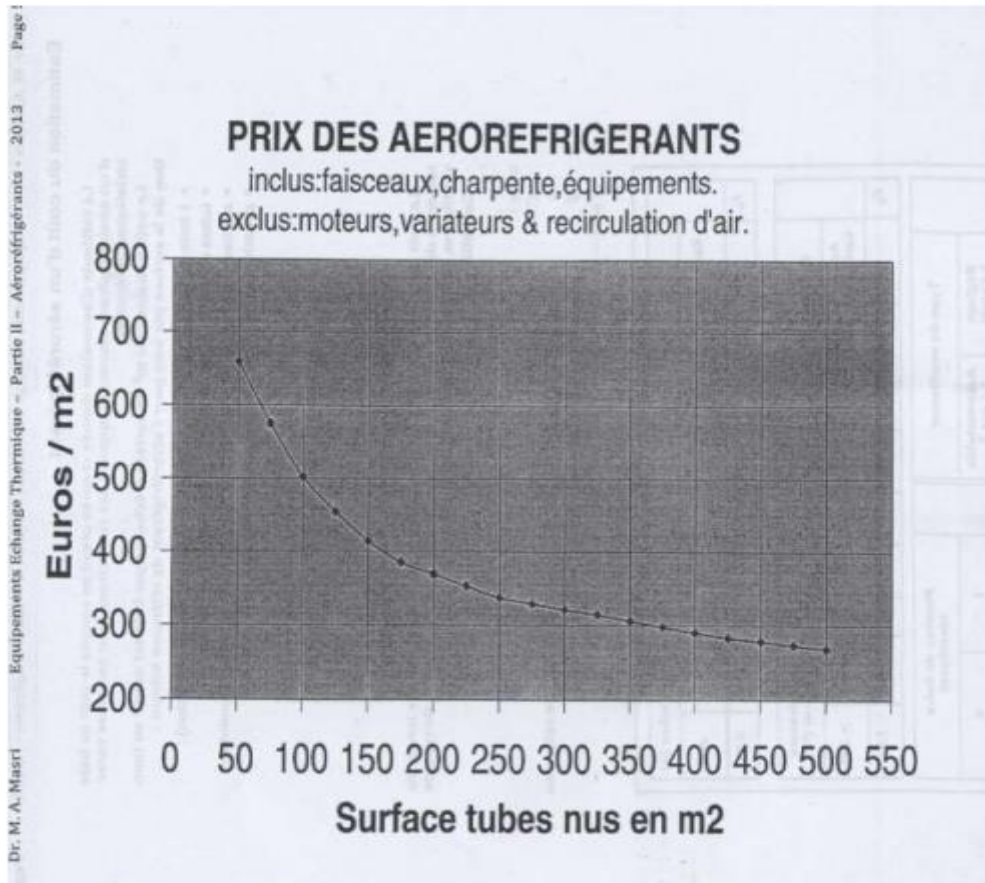


Annexe D: Friction Factor for Fluids Flowing Inside Tube



Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de REYNOLDS à l'intérieur des tubes

Annexe E : Prix des a éroréfrig éran



Annexe F : Prix des moteurs éctrique

