

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Option : Énergétique

Thème

Amélioration des performances de la turbine à gaz (MS5002C) par l'intégration d'un système de refroidissement et d'injection d'air

Préparé par :

M. BENACEUR Rachid

Soutenu publiquement le 26/06/2019, devant le jury composé de :

M. CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. MEKROUSSI Said	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. N SAD CHEMLOUL	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2018 - 2019

DÉDICACES

« Louange à Dieu, le seul et unique »

A mes très chers parents et mes frères et sœurs,

Ainsi qu'à ma chère épouse et mes enfants

Dahou Mohamed & Fatima Zohra

A tous mes amis,

A tous ceux qui ont participé de près ou de loin

À la réalisation de ce travail

A tous ceux que j'aime

Je dédie ce modeste travail.

Remerciement

Avant tout Je remercie "Allah" tout puissant qui m'a donnée le courage, la volonté et la force pour accomplir ce modeste travail. Merci d'avoir éclairé mon chemin de la réussite.

Mes remerciements sont formulés aussi à mes parents de m'avoir élevé, instruit, pour tous leurs sacrifices. Les mots s'épuisent sans doute, mais vous comprendrez que tout un univers de paroles ne pourrait suffire pour vous dire merci.

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude à mon encadreur, Monsieur SAD CHEMLOUL Nord-eddine, maître de conférences classe A à l'université Ibn Khaldoun de Tiaret, de m'avoir confié ce travail et me faire bénéficier de ses qualités scientifiques et pour les conseils qu'il m'a prodigués.

Mes remerciements vont à Monsieur MEKROUSSI Said, maître de conférences classe A à l'université Ibn Khaldoun de Tiaret ; qui a bien voulu rapporter sur mon travail et participer au jury.

Mes sincères remerciements à Monsieur CHAIB Khaled, maître de conférences classe A à l'université Ibn Khaldoun de Tiaret, pour l'honneur qu'il me fait d'avoir accepté de présider mon jury de soutenance.

Une pensée pleine de reconnaissance à tous les enseignants du Département de Génie Mécanique, qui ont contribué à ma formation pendant toute la durée de mes études, afin d'acquérir ce modeste savoir.

Enfin je remercie tous mes amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ainsi l'expression de ma profonde gratitude et respects.

Benaceur R.

Table des matières

Dédicaces	
Table des matières	i
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	x
Liste des organigrammes	xi
Nomenclature	xiii
Introduction générale	2

Chapitre I : Recherche bibliographique

I Etude bibliographique	7
I.1 Introduction	7
I.2 Historique de création et de développement de la turbine à gaz	7
I.2.1 Les cinquante premières années du 20eme siècle	8
I.2.2 La seconde moitié du 20eme siècle.....	9
I.3 Généralités sur les turbines à gaz	10
I.3.1 Définition	12
I.3.2 Les éléments d'une turbine à gaz	12
I.3.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	13
I.3.4 Classification des turbines à gaz	14
I.3.4.1 Mode de construction	15
I.3.4.2 Mode de travail	15
I.3.4.3 Mode de fonctionnement Thermodynamique	16
I.3.5 Domaine d'application des turbines à gaz	16
I.3.5.1 Domaines fixes (utilisation industrielle)	17
I.3.5.2 Domaines mobiles	18
I.4 Considérations de conception de la turbine à gaz	18
I.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	19
I.5.1 Avantages	19
I.5.2 Inconvénients	20
I.6 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz	20
I.6.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz	20
I.6.1.1 La température ambiante	21

I.6.1.2 La pression ambiante	21
I.6.1.3 L'humidité relative	21
I.6.1.4 Les poussières	21
I.6.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz	21
I.6.2.1 Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur	22
I.6.2.2 Chutes de pression dans le système d'échappement	22
I.6.2.3 Influence du type de combustible	22
I.6.2.4 Injection de vapeur et l'injection d'eau	23
I.7 Pollution	24
I.7.1 Pollution physique	24
I.7.2 Pollution chimique	25
II Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS5002C	
II.1 Introduction	26
II.2 Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5002C	26
II.3 Caractéristiques de la turbine MS 5002C	27
II.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS55002C	27
II.5 Description de la section de la partie auxiliaire	28
II.6 Description de la section principale de la turbine	30
II.6.1 Section d'aspiration	31
II.6.2 Section compresseur	31
II.6.2.1 Rôle du compresseur axial	32
II.6.2.2 Composition de compresseur axial	32
II.6.3 Section combustion	35
II.6.3.1 Rôle de la chambre de combustion	35
II.6.3.2 Enveloppe de combustion	35
II.6.3.3 Chambres de combustion	36
II.6.3.4 Pièces de transition	37
II.6.3.5 Brûleurs, bougies et détecteurs	37
II.6.4 Section Turbine	37
II.6.4.1 Corps de turbine	38
II.6.4.2 Tuyère première étage	38
II.6.4.3 Tuyères deuxième étage	38
II.6.4.4 Roues de turbine	39
II.6.4.5 Paliers de la turbine	40
II.6.5 Section Echappement	41

II.6.5.1 Plenum d'échappement	41
II.6.5.2 Caisson d'échappement	41
II.7 Principaux systèmes de la turbine	42
III Recherche bibliographique	51
III.1 Introduction	51
III.2 Note historique sur le développement des turbines à gaz MS5002	52
III.3 Technique d'amélioration des turbines à gaz	52
III.3.1 Refroidissement intermédiaire du compresseur	52
III.3.2 Réchauffage inter-turbines de détente	53
III.3.3 Régénération (cycle de récupération)	54
III.3.4 Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine	55
III.3.5 Système de refroidissement d'air d'admission	56
III.3.5.1 Système de refroidissement par absorption	57
III.3.5.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression	58
III.3.5.3 Système de refroidissement par réfrigération mécanique	59
III.3.5.4 Système de réfrigération mécanique avec stockage	62
III.3.5.5 Système de refroidissement évaporatif	63
III.3.6 Système d'injection d'air	66
III.4 Conclusion	68
Chapitre II : Analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5002C	
II.1 Introduction	70
II.2 Données du constructeur	70
II.3 Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur (C. ISO)	71
II.3.1 Paramètres de l'air ambiant.....	71
II.3.2 Paramètres d'air après les filtres	72
II.3.3 Compresseur axial.....	72
II.3.4 Chambre de combustion	74
II.3.5 Turbine HP	78
II.3.6 Turbine BP.....	80
II.3.7 Rendement thermique de l'installation	81
II.4 Résultats de calcul	82
II.4.1 Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple	82
II.4.2 Résultats de calcul d'après les données du constructeur	83

II.4.3 Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine	83
II.4.3.1 Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission...	83
II.4.3.2 Puissance utile de l'installation	84
II.4.3.3 Rendement thermique de l'installation	85
II.5 Conclusion	86
 Chapitre III : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C	
III.1 Introduction	88
III.2 Amélioration des performances par le système d'injection d'air	88
III.2.1 Description et principe de fonctionnement de système d'injection d'air	89
III.2.1.1 Moteur d'entraînement	89
III.2.1.2 Compresseur d'air	89
III.2.1.3 Echangeur de chaleur	90
III.2.2 Analyse énergétique de système d'injection d'air	90
III.2.2.1 Compresseur du système d'injection	90
III.2.2.2 Echangeur de chaleur de système d'injection	93
III.2.3 Analyse énergétique de l'installation améliorée avec le Système Injection d'air	94
III.2.3.1 Compresseur axial de la turbine	94
III.2.3.2 Chambre de combustion	94
III.2.3.3 Turbine HP.....	95
III.2.3.4 Turbine BP	95
III.2.3.5 Rendement thermique de l'installation avec injection d'air	96
III.3 Amélioration des performances par refroidissement d'air d'admission	96
III.3.1 Description du système de refroidissement par évaporation d'eau	97
III.3.2 Analyse énergétique de l'installation améliorée par le système de refroidisse	98
III.3.2.1 Analyse du panneau d'évaporation	98
III.3.2.2 Compresseur axial de la turbine	100
III.3.2.3 Chambre de combustion	101
III.3.2.4 Turbine HP	102
III.3.2.5 Turbine BP.....	102
III.3.2.6 Rendement thermique de l'installation amélioré avec le système de refroidissement d'air d'admission	103
III.4 Résultats et interprétations	103
III.4.1 Organigramme de calcul	104
III.4.1.1 Organigramme de calcul du système d'injection d'air	104

III.4.1.2 Organigramme de calcul du système de refroidissement d'air d'admission ...	105
III.4.2 Débit massique d'air ajouté	105
III.4.3 Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion	106
III.4.4 Débit massique de combustible	107
III.4.5 Travail spécifique de compresseur axial	108
III.4.6 Température à la sortie de la chambre de combustion	108
III.4.7 Puissance utile de l'installation	109
III.4.8 Rendement thermique de l'installation	110
 Chapitre IV : Choix et dimensionnement d'un système d'injection d'air	
IV Choix et dimensionnement d'un système d'injection d'air	113
IV.1 Choix de moteur d'entraînement	113
IV.1.1 Comparaison entre un moteur alternatif et une turbine à gaz	114
IV.1.2 Choix de type de moteur alternatif	114
IV.2 Choix du compresseur	115
IV.2.1 Critères de choix du type de compresseur	116
IV.3 Dimensionnement de compresseur centrifuge	117
IV.3.1 Nombre d'étage ($n_{\text{étage}}$)	118
IV.3.2 Dimensions de la roue	119
IV.2.3 Conclusion	121
IV.4 Choix de l'échangeur	122
IV.4.1 Généralité sur les échangeurs	122
IV.4.2 Définition	122
IV.4.3 Les Modes de fonctionnement des échangeurs	123
IV.4.4 Le choix d'échangeur thermique dans l'industrie	123
IV.4.5 Les différents types des échangeurs	124
IV.4.5.1 Echangeurs à fluide séparés	124
IV.4.5.1.1 Echangeurs tubulaires	124
IV.4.5.1.2 Échangeurs à plaques	136
IV.4.5.1.3 Autres types d'échangeurs	139
IV.4.6 Choix final de l'échangeur	140
Conclusions générales et perspectives	142
Annexe	145
Bibliographie	155
Résumé	



Annexes



A thick dark blue vertical bar is positioned on the left side of the page. From the bottom of this bar, several thin, light blue lines curve upwards and outwards, creating an abstract, grass-like or reed-like pattern.

Liste des figures



Liste des tableaux



A thick, dark blue vertical bar runs along the left edge of the page. From the bottom of this bar, several thin, light blue lines curve upwards and outwards, creating an abstract, grass-like or reed-like pattern.

Nomenclature

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I

Figure (I.1)	Schéma d'une turbine à gaz	6
Figure (I.2)	Les éléments de la turbine à gaz	7
Figure (I.3)	Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine	8
Figure (I.4)	Classification générale des turbines à gaz	8
Figure (I.5)	Turbines à gaz à un arbre	9
Figure (I.6)	Turbines à gaz à deux arbres	9
Figure (I.7)	Schéma de turbine à action	10
Figure (I.8)	Schéma de turbine à réaction	10
Figure (I.9)	Schéma d'une Turbine à gaz à un seul arbre	11
Figure (I.10)	Schéma d'une Turbine à gaz à deux arbres	11
Figure (I.11)	Influence de l'humidité sur la puissance et la consommation spécifique de la Turbine.	15
Figure (II.1)	Turbine à gaz MS 5002C	21
Figure (II.2)	Présentation de la partie auxiliaire de la turbine MS 5002C	22
Figure (II.3)	Schéma de réducteur auxiliaire	23
Figure (II.4)	Différentes sections d'une turbine à gaz MS 5002C	24
Figure (II.5)	Schéma de la section d'aspiration (système d'admission)	25
Figure (II.5.1)	Compartiment d'entrée	25
Figure (II.5.2)	Les filtres d'aspiration	25
Figure (II.6)	Compresseur axial ; IGV : Inlet Guide Valve ; EGV : End Guide Valve	26
Figure (II.7)	Rotor de compresseur	27
Figure (II.8)	Représentation des IGV (Inlet Guide Valve)	27
Figure (II.9)	Stator du compresseur	28
Figure (II.10)	Schéma de Chambre de combustion	29
Figure (II.11)	Enveloppe de combustion et la chambre de combustion	30
Figure (II.12)	Pièces de Transition	31
Figure (II.13)	Directrice première étage	32
Figure (II.14)	Directrices 2 ^{ème} étage	33

Figure (II.15)	Roue de turbine HP et BP	34
Figure (II.16)	les paliers d'une turbine à gaz	34
Figure (II.17)	Système d'échappement	35
Figure (II.18)	Principe éléments du système d'échappement	36
Figure (II.19)	système de gaz combustible	37
Figure (II.20)	système de refroidissement et d'étanchéité	38
Figure (II.21)	système d'huile de graissage	39
Figure (II.22)	Commande Speedtronic Mark VI	45
Figure (III.1)	a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur	47
Figure (III.1)	b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur	47
Figure (III.2)	a)- Installation avec réchauffage de la turbine	47
Figure (III.2)	b)- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine	47
Figure (III.3)	a)-Installation avec la régénération	48
Figure (III.3)	b)- Cycle de Brayton avec la régénération	48
Figure (III.4)	Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple	50
Figure (III.5)	Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H ₂ O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air	51
Figure (III.6)	Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression	52
Figure (III.7)	a)- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants	53
Figure (III.7)	b)- le cycle Thermodynamique	53
Figure (III.8)	Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct	54
Figure (III.9)	Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect	54
Figure (III.10)	Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace	56
Figure (III.11)	Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide	56
Figure (III.12)	Disposition schématique de refroidissement évaporatif	57
Figure (III.13)	Amélioration de cycle simple par injection d'air	60
Figure (III.14)	Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante	61

Chapitre II

Figure (II.1)	Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres	52
Figure (II.2)	Cycle réel pour une turbine à gaz à deux arbres	52

Figure (II.3)	Variation de travail spécifique et de débit massique de compresseur en fonction de La température ambiante	66
Figure (II.4)	Variation de la puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.	67
Figure (II.5)	Variation du rendement de l'installation en fonction de la température ambiante	68

Chapitre III

Figure (III.1)	Schéma descriptif de l'installation de la turbine à gaz avec l'amélioration par le système d'injection d'air	82
Figure (III.2)	Modèle de système d'injection d'air (Turbophase).	83
Figure (III.3)	Schéma descriptive d'un échangeur de chaleur.	87
Figure (III.4)	Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau	89
Figure (III.5)	Refroidisseur par évaporation d'eau avec recerclage.	91
Figure (III.6)	Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme psychométrique	93
Figure (III.7)	Variation du débit massique injecté par le système d'injection et le débit massique de la vapeur d'eau absorbée par l'air en fonction de la température ambiante	99
Figure (III.8)	Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante	99
Figure (III.9)	Variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante	100
Figure (III.10)	Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante	101
Figure (III.11)	Variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante	102
Figure (III.12)	Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante	102
Figure (III.13)	Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante	104

Chapitre IV

Figure (IV.1)	Moteurs d'entraînement	105
Figure (IV.2)	Catégories principales de compresseur	107

Figure (IV.3)	Plages d'application des différents types de compresseurs	108
Figure (IV.4)	Compresseur centrifuge multi-étage.	109
Figure (IV.5)	Valeur typique des invariant selon le type de l'impulseur	113
Figure (IV.6)	Echangeur à tube et calandre multitubulaire	118
Figure (IV.7)	Défient forme d'échangeur à tube et calandre	119
Figure (IV.8)	Echangeur de chaleur à serpentín	120
Figure (IV.9)	Echangeur de chaleur à tubes concentriques	120
Figure (IV.10)	Schéma d'un échangeur à tubes en U	120
Figure (IV.11)	Schéma d'un échangeur tubulaire	121
Figure (IV.12)	Schéma d'un échangeur tubulaire	122
Figure (IV.13)	Echangeur tubulaire coaxiaux	123
Figure (IV.14)	Schéma d'un échangeur à spirale	123
Figure (IV.15)	schéma d'un échangeur à colonne de Bouhy	124
Figure (IV.16)	Schéma d'un échangeur à bloc complexe	125
Figure (IV.17)	Schéma d'un échangeur à bloc simple	125
Figure (IV.18)	Echangeur de chaleur à tube à ailettes	126
Figure (IV.19.1)	Ailettes continues	127
Figure (IV.19.2)	Ailettes indépendantes	127
Figure (IV.19.3)	Ailettes annulaires	127
Figure (IV.19.4)	Ailette hélicoïdale (spiralee)	128
Figure (IV.19.5)	Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales	128
Figure (IV.20)	Schéma d'un échangeur à surface primaire	129
Figure (IV.21)	Schéma d'un échangeur à plaques et joint	129
Figure (IV.22)	Schéma d'un échangeur à plaque soudées ou brasées	130
Figure (IV.23)	Échangeurs à plaques air-air, du plus simple au plus complexe	130

Annexe

Figure (A.2)	Diagramme psychométrique de l'air humide	87
Figure (A.4)	Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme	92

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau (II.1)	Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	21
----------------	--	----

Chapitre II

Tableau (II.1)	Composition chimique de gaz de la région de Hassi R'mel	68
Tableau (II.2)	Résultats des températures et des pressions dans chaque point de cycle	76
Tableau (II.3)	Résultats des performances de la turbine	76

Chapitre III

Tableau (III.1)	Températures à la sortie de l'humidificateur	93
-----------------	--	----

Chapitre IV

Tableau (IV.1)	Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs	109
Tableau (IV.2)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un Échangeur à tubes en U	121
Tableau (IV.3)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un Échangeur à faisceau tubulaire horizontal	122
Tableau (IV.4)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à spirale	124
Tableau (IV.5)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à bloc	125
Tableau (IV.6)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à ailettes	128
Tableau (IV.7)	Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à plaques	131

Annexe

Annexe (A.5)	Tableau I.1Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	21
Annexe (A.3)	Tableau I.2.Historique de développement de la turbine à gaz MS5002	1

Liste des organigrammes

Chapitre II

Organigramme (II.1) Résultats de calcul d'après les données du constructeur 75

Chapitre III

Organigramme (III.1) Calcul du système d'injection d'air 96

Organigramme (III.2) Calcul du système de refroidissement d'air d'admission 97

Nomenclature

Note : Certains symboles n'apparaissant qu'occasionnellement dans la thèse et définis dans le corps du texte ne sont pas répertoriés ici.

Symbole

Symbole	Désignation	Unité
C_{Ir}	La vitesse radiale à l'entrée du compresseur	[m/s]
Cp_g	Chaleur spécifique des gaz brûlé	[J/kg.K]
Cp_{air}	Chaleur spécifique d'air	[J/kg.K]
f	Fraction de fuel par rapport à l'air	/
h	Enthalpie	[J/kg]
H_r	Humidité relative valeur entre [0 et 1]	[%]
H_s	Humidité spécifique	[kg _{eau} /kg _{air}]
H_{S_s}	Humidité spécifique de l'air à la sortie de refroidisseur	[kg _{eau} /kg _{air}]
H_{S_e}	Humidité spécifique de l'air à l'entrée de refroidisseur	[kg _{eau} /kg _{air}]
$H_{S_{sat}}$	Humidité spécifique de saturation de l'air ambiant	[kg _{eau} /kg _{air}]
M_i	Les masses molaires du composant i du gaz	[kg /kmole]
M_{air}	Masse molaire de l'air combustible	[kg d'air /kmole]
\dot{m}_a	Débit massique de l'air	[kg/s]
P	Pression	[Pa]
P_{amb}	Pression ambiant	[Pa]
P	Puissance	[W]
\dot{P}_{ur}	Puissance utile de l'installation avec refroidissement	[Pa]
\dot{P}_c	Puissance de compresseur de la turbine	[W]
P_p	Puissance de la pompe de recyclage d'eau dans le refroidisseur	[W]
\dot{P}_T	Puissance de la turbine.	[W]
PCI	Pouvoir calorifique du combustible	[kJ/kg]
P_{5ss}	pression à la sortie de silencieux	[Pa]
P_{5st}	Pression statique à la sortie du silencieux	[Pa]
$P_{sat}(T_{amb})$	Pression de vapeur saturante en	[Pa]
Q_{ma}	Débit massique de l'air d'admission	[kg/s]
Q_{mv}	Débit de vapeur d'eau	Kg/h

Q_{va}	Débit volumique de l'air	$[m^3/s]$
Q_{mc}	Débit massique de combustible	$[kg/s]$
Q_{mg}	Débit massique des gaz brûlés	$[kg/s]$
Q_{cc}	Energie fournie dans la chambre de combustion	$[kJ]$
Q_{si}	Chaleur de moteur du système d'injection.	$[kJ]$
Q_{cc}	Chaleur de la chambre de combustion de la turbine	$[kJ]$
$Q_{ma.asp}$	Débit massique aspirée par la turbine	$[kg/s]$
$Q_{ma.inj}$	Débit massique d'air injecté par le système d'amélioration	$[kg/s]$
$Q_{v.asp}$	Débit volumique aspirée par la turbine	$[m^3/s]$
R	Constante des gaz parfait	$[J/mole.K]$
S	Surface	$[m^2]$
T_{amb}	Température de l'air ambiante	$[K]$
T	Température	$[K]$
T_{as}	Température d'air à la sortie de l'échangeur	$[K]$
T_{ae}	Température d'air à l'entrée de l'échangeur	$[K]$
T_{se}	Température de l'air à la sortie de refroidisseur	$[K]$
T_{sat}	Température de saturation (100% d'humidité relative)	$[K]$
U_2	Vitesse périphérique	$[m/s]$
V	Volume	$[m^3]$
V_{ss}	Vitesse à la sortie du silencieux	$[m/s]$
W	Travail	$[J/kg]$
W_c	Travaux massiques du compresseur	$[J/kg]$
W_{Thp}	Travaux massiques de la turbine HP	$[J/kg]$
X_i	Fraction molaire du composant i du gaz	/

Symboles grecques

Symbole	Désignation	Unité
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ρ_5	Masse volumique après le dernier étage de la turbine BP	[kg/m ³]
η_{th}	Rendement thermique	[%]
η_{ic}	Rendement de compresseur axial	[%]
η_{is}	Rendement isentropique	[%]
η_{si}	Rendement de système d'injection	[%]
η_{pc}	Rendement polytropique du compresseur	[%]
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	[%]
η_{mc}	Rendement mécanique du compresseur	[%]
η_{mThp}	Rendement mécanique de la turbine HP	[%]
η_{mTbp}	Rendement mécanique de la turbine BP	[%]
η_{ev}	Efficacité du refroidisseur (donnée par le constructeur).	/
γ	Exposant polytropique	/
τ	Taux de compression du compresseur axial	/
τ_c	Taux de compression du compresseur centrifuge	/
ε_{Thp}	Rapport de pression de la turbine HP	[J/kg]
ε	Rapport de pression	[J/kg]
λ_a	Coefficient d'excès d'air.	/
ζ	Taux de pertes de pression	/
σ	Coefficient de perte de pression	/
σ_d	Coefficient de perte de pression dans le diffuseur entre les deux turbines HP et BP	/
σ_{cc}	Coefficient de pertes de pression avant la chambre de combustion dans le diffuseur	/
μ	Coefficient manométrique de travail	/
ΔP_c	Perte de pression	[Pa]
ΔP_{c2}	perte de pression dans la conduite	[Pa]
ΔP_{c3}	perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur	[Pa]
ΔH_T	L'augmentation totale d'enthalpie de l'air dans le compresseur	[kJ/kg]
ΔH_e	L'augmentation d'enthalpie de l'air pour un seul étage	[kJ/kg]

Abréviation

Abréviation	Désignation
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BBC	Brown Boveri & Cie's
BP	Basse pression
CC	Chambre de combustion
CET	Changement de l'efficacité thermique
CH	Charge
CR	Compresseur d'air
HP	Haute pression
HRSG (Heat Recovery Steam Generator)	Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur
ISO (Organisation International de normalisation)	International Organization for Standardization
GE	Général Electric
GG	Générateur de gaz
SAT	Systèmes Anticipés de Turbine
RGP	Rapport de gain de puissance
Tàg	Turbine à gaz
Tàv	Turbine à vapeur
TET	Température d'entrée à la turbine
TE1	Turbine d'entraînement compresseur
TE2	Turbine d'entraînement
TU	Turbine

Indice

Indice	Désignation
<i>1, 2, 2c, 3, 4, 4bp, 5</i>	Position sur la turbine à gaz
<i>asp</i>	Aspiré
<i>a</i>	Air
<i>c</i>	Compresseur
<i>cc</i>	Compresseur centrifuge
<i>e</i>	Entré
<i>inj</i>	Injection
<i>g</i>	Gaz
<i>mc</i>	Mécanique
<i>m</i>	Moyenne
<i>p</i>	Pompe
<i>s</i>	Spécifique
<i>S</i>	Sortie
<i>T</i>	Turbine
<i>u</i>	Utile
<i>v</i>	Vapeur

Substances chimiques

Symbole	Désignation
<i>CH₄</i>	Méthane
<i>C₂H₆</i>	Ethane
<i>CO</i>	Monoxyde de carbone
<i>CO₂</i>	Dioxyde de carbone
<i>H, H₂</i>	Hydrogène
<i>H₂O</i>	Eau
<i>He</i>	Helium
<i>LiBr</i>	Bromure de lithium
<i>N, N₂</i>	Azote
<i>NO_x</i>	Oxydes d'azote
<i>O₂</i>	Oxygène
<i>SO₂</i>	Dioxyde de soufre



Introduction

Générale

Introduction générale

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

La turbine à gaz est une machine productrice de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique. Par conséquent, la turbine à gaz fonctionnant sous climats chauds non seulement produisent moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant [48, 25]. Selon Mc Cracken [57], la puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35 % en été et sa consommation de carburant augmente d'une moyenne de 6 %.

Dans les pays sahariens où la température est très élevée, l'industrie énergétique, en particulier, celle qui repose sur les turbines à gaz, il y a un besoin de développement des méthodes permettant d'économiser la consommation de carburant et de diminuer les émissions polluantes. Ces méthodes s'appuient, généralement, sur l'amélioration du premier cycle (cycle de Brayton).

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

L'augmentation de la température de l'air ambiant durant l'été, dans le sud Algérien, où se trouvent de grandes installations de production de pétrole et de gaz ainsi que la production d'électricité, affaiblit directement l'efficacité de la turbine à gaz. L'application des nouveaux cycles de fonctionnement tend à se populariser et à se développer sur des éléments auxiliaires. Cela a malheureusement eu comme inconvénient, une plus grande consommation d'énergie (carburant); en effet, afin de supporter l'exécution de ces applications, plusieurs modifications ont dû être apportées à ces systèmes. Ceux-ci ont ainsi vu leurs conditions d'environnement (température et humidité) et

leur rendement, changer de manière significative. Or, ces deux éléments peuvent être à l'origine d'une consommation énergétique supplémentaire plus importante.

Le facteur de la température ambiante, bien qu'il soit important pour le bon fonctionnement de ce type de machine, n'est pas pris en considération lors du processus de développement de leurs caractéristiques, et ce, malgré les progrès technologiques réalisés dans ces types d'utilisation, le rendement de la turbine à gaz reste toujours relativement limité.

Les rendements énergétiques des turbines à gaz est typiquement de 30 % dans des conditions ambiantes bien précises (conditions ISO), une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et pression ambiante 1,013 bar. Les turbines à gaz sont des machines productrices de puissance mécanique dont les performances sont fortement dépendantes de l'aspect thermodynamique, de l'aspect dimensionnel, et de l'aspect conditions ambiantes. Les deux premiers dépendent du constructeur ; quant au dernier il dépend des conditions climatiques du site d'implantation. Souvent les turbines ne sont pas installées dans des environnements idéaux, elles subissent différents climats : chaud, froid, humide et brouillard. Cela affecte considérablement leurs performances. La température ambiante influe directement sur la puissance produite. Typiquement, pour chaque hausse d'un°C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz réduit d'approximativement de 0,54 à 0,9 % [1, 44].

Les travaux existants ont proposé de traiter de manière partielle et spécifique, l'économie d'énergie dans les applications des cycles de fonctionnement, et de manière précise, l'énergie du gaz d'échappement et la consommation du carburant. Une optimisation de l'énergie par l'adaptation du contenu des auxiliaires ajoutés à la turbine à gaz, a pour objet, d'aider cette dernière à améliorer son rendement ; des travaux ont été proposés dont quelques-uns, se sont concrétisés plusieurs techniques sont développées afin de conditionner les installations des turbines à gaz sur site. Parmi ces techniques, on trouve le refroidissement par évaporation d'eau (injection de brouillard ou par évaporation) et le refroidissement par l'utilisation d'un groupe frigorifique (à Compression ou à absorption). On trouve aussi le système d'injection d'air qui est une nouvelle technologie. Il a été utilisé depuis l'année 2015, où il est utilisé pour compenser la quantité d'air qui a été perdue à cause de l'augmentation de la température ambiante, c'est pour cela que cette méthode nous a encouragés à entreprendre une étude d'application dans le sud algérien.

A ce propos notre travail consiste à étudier l'impact de l'élévation de la température ambiante sur les performances de turbine à gaz et prévoir les solutions adéquates et pratiques. Afin de bien estimer l'impact de la température et de dimensionner le refroidisseur, notre mémoire s'articule autour des points suivants :

Introduction générale

Faire un état de l'art exhaustif sur les méthodes et les techniques proposées dans la littérature traitant l'optimisation de l'exploitation des turbines à gaz par le recyclage de l'énergie perdue dans l'environnement. Un intérêt particulier est porté aux méthodes dédiées aux applications des cycles d'amélioration de l'efficacité de la turbine.

Discuter une architecture générale des systèmes d'adaptation existant dans le monde industriel, dans laquelle les méthodes de récupération d'énergie suscitées peuvent être intégrées. Cette architecture devra permettre de définir et de déployer les différents cycles d'amélioration et même, d'aider les utilisateurs à prendre le meilleur cycle de rendement. La délivrance de telles présentations devra assurer d'une part, une garantie de gain d'énergie, une puissance plus élevée (augmentation de rendement), d'autre part, la diminution de la consommation du carburant. Pour ce faire, nous sommes amenés à répondre aux questions suivantes :

- Quelles sont les techniques et les méthodes existantes qui permettent l'optimisation de l'énergie perdue dans l'atmosphère ?
- Comment optimiser l'augmentation de la température d'admission aux heures de pointe (maximales pendant l'été) ?
- Quelles sont les méthodes de refroidissements industrielles disponibles ?
- Comment optimiser la consommation du carburant (gaz) dans la chambre de combustion, tout en préservant un bon rendement avec présence de la température ambiante élevée ?
- Notre méthode appliquée est-elle efficace pour réduire la consommation du gaz et améliorer le rendement global ?

L'objet de ce travail est d'aborder deux études d'amélioration des performances de cette machine, en utilisant deux systèmes. Le premier est le système de refroidissement par évaporation d'eau installé en aval du filtre d'admission, et le second est un système d'injection d'air sec à la sortie du compresseur.

Ce travail concernera aussi l'étude de l'effet de la température ambiante sur les performances de l'installation de la turbine à gaz et permettra l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat de fonctionnement sur les performances de cet équipement.

Le présent travail est en deux parties. La première partie présente le contexte et l'état de l'art, le principe de fonctionnement ainsi que les principaux systèmes de la turbine à gaz MS 5002C, l'analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5002C, et les méthodes d'amélioration des turbines à gaz. La seconde partie, se concentre sur l'étude détaillée d'un cas

pratique dans laquelle, sont appliquées le premier système de refroidissement par évaporation d'eau installé en aval du filtre d'admission, et le deuxième système qui consiste à injecter de l'air sec à la sortie du compresseur (cycle proposé).

Dans cette étude nous avons aussi procéder au dimensionnement du compresseur du système d'injection d'air et à l'étude du choix des différents organes, et leurs type.

Le plan de rédaction de ce mémoire est de la manière suivante :

Première Partie :

- Dans le premier chapitre, nous présenterons la création de la turbine à gaz et les étapes de son développement. Nous nous attachons en particulier à présenter l'état de l'art et les domaines d'utilisation. Cette analyse aboutit à exposer les travaux réalisés.
- Dans le deuxième chapitre, nous baserons sur les calculs énergétiques dont leur but est de déterminer : les performances dans les conditions d'exploitation des machines (MS5002C) en utilisant les paramètres du site d'implantation, et l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines et de permettre de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement, ce qui nous donne une idée sur la nécessité d'un système pour l'amélioration des performances.

Deuxième Partie : Études de Cas.

- Dans le troisième chapitre, nous décrirons une analyse théorique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C, améliorée par deux système d'amélioration, est présentée dans ce chapitre : premièrement par le système d'injection d'air et deuxièmement par le système de refroidissement d'air d'admission par évaporation d'eau. Une modélisation numérique a été effectuée sur les deux systèmes afin d'évaluer les nouvelles performances de la turbine.
- Le quatrième chapitre, nous étalerons le dimensionnement du compresseur du système d'injection d'air, sur le choix des différents organes et de leurs types.
- On termine notre travail avec une conclusion générale ou on résume les principaux résultats obtenus avec les interprétations qui clôturèrent ce mémoire.

Recherche bibliographique

Chapitre I

I. Étude bibliographique	7
I.1 Introduction	7
I.2 Historique de création et de développement de la Turbine à gaz	7
I.3 Généralités sur les turbines à gaz	10
I.4 Considérations de conception de la turbine à gaz	18
I.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	19
I.6 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz	20
I.7 Pollution	24
II. Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5002C	26
II.1 Introduction	26
II.2 Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5002C	26
II.3 Caractéristiques de la turbine MS 5002C	27
II.4 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C	27
II.5 Description de la section de la partie auxiliaire	28
II.6 Description de la section principale de la turbine	30
II.7 Principaux systèmes de la turbine	42
III. Les méthodes d'amélioration Des turbines à gaz	51
III.1. Introduction	51
III.2. Note historique sur le développement des turbines à gaz MS5002	52
III.3. Techniques d'amélioration des turbines à gaz	52
III.4. Conclusion	68

I. Etude bibliographique

I.1.Introduction

Il est bien connu que les turbines à gaz produisent moins d'énergie lorsque la température ambiante est plus élevée. Ceci est principalement dû au fait que la température de l'air d'admission influe sur la masse volumique du fluide moteur, ce qui réduit le débit massique en circulation dans l'installation. Le refroidissement d'admission de la turbine est défini comme le refroidissement de l'air avant qu'il n'entre dans le compresseur d'alimentation de la turbine à gaz, ce qui a pour objectif, d'augmenter le rendement et la puissance de l'installation quand la température ambiante est plus haute que les conditions standards.

Les gaz d'échappement de la Tàg transportent une quantité importante d'énergie thermique qui est généralement expulsée dans l'atmosphère, ce qui entraîne une réduction de travail en réseau. Les deux phénomènes sont évoqués et peuvent être résolus par l'installation d'un cycle de refroidissement à l'entrée du compresseur axial.

Dans cette étude, nous cherchons une méthode d'amélioration des performances de la turbine à gaz, en proposant un cycle de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, utilisant l'énergie gratuite des gaz d'échappement.

I.2.Historique de création et de développement de la turbine à gaz

En Angleterre en **1791**, **John Barber** a inventé la première véritable Tàg au niveau mondial. Son invention contient la plupart des éléments actuels d'une turbine à gaz moderne, qui utilise le cycle thermodynamique. Les éléments principaux de l'installation sur plan, sont constitués d'une chaîne d'entraînement d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine à gaz de détente [35].

En **1861**, **MENNONS** a écrit un brevet d'une Tàg dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes à circuit ouvert. Un compresseur centrifuge et une turbine radiale, les deux à un seul étage, un récupérateur de chaleur et une chambre à combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

En **1884**, **PARSONS** a employé le compresseur et la turbine, chacun comportant plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvaient être refroidies par une circulation interne d'eau.

I.2.1. Les cinquante premières années du 20^{ème} siècle

En **1903**, l'ingénieur norvégien **Aegidius Elling** a réussi à dépasser l'étude théorique Pour construire la première Turbine à gaz à cycle simple d'une puissance nette de 8,1 kW et d'une température d'entrée de turbine (TET) à 400°C [13, 38]. La puissance faible de la turbine a été attribuée entre autres, au fait que la Turbine à gaz a été conçue pour être alimentée en air à haute pression. Cette installation est composée 01 étage de turbine radiale et de 6 étages de compresseur radiaux.

Pour tenir compte des limitations de la rigidité du matériau de la Tàg, les gaz de combustion passaient à travers un échangeur de chaleur (eau/gaz) pour se refroidir et produire de la vapeur d'eau. Par la suite, le mélange de combustion refroidit et la vapeur est envoyée dans la turbine. On peut dire que l'idée d'**Elling** était en avance sur son temps, en plus, pour la technique de réduction du travail de compression, il a incorporé le concept de refroidissement intermédiaire et mis également en place l'injection de vapeur.

En **1905** à Berlin-Weissensee l'ingénieur **Franz Stolze** a testé la première installation complète d'une centrale énergétique dans le monde de conception axiale. Ce travail a été fait en parallèle avec celui d'Elling. **Franz Stolze** pour le développement de son idée, a obtenu une récompense en 1899 pour sa Tàg construite en 1873. Cette dernière a une puissance nette d'environ 150 kW, une seule chambre de combustion, un récupérateur et plusieurs étages dans la turbine (15 étages axiaux) ainsi que dans le compresseur (10 étages axiaux) [35].

Une autre turbine ayant une importance historique, a été développée par **Charles Lamale** et **Rene Armengaud**, cette turbine, constituée d'un compresseur centrifuge à 25 étages avec trois tubes de refroidissement intermédiaire, a été construite pour l'entreprise BBC par l'ingénieur français **August Rateau** durant les années **1905-1906**. La turbine est d'une conception de deux étages à impulsion axiale. L'unité conçue pour produire 298,4 KWatt avec TET de 400°C et le taux de compression (τ) de 3 avait une efficacité de cycle de seulement (2÷3)%, et ce, parce que le compresseur consommait 248,69 KWatt [31].

Parmi les problèmes rencontrés au début du développement de la technologie de la Tàg, celui associé au fait que la section de compression consommait une quantité d'énergie importante produite dans la section turbine, car on maîtrisait mal, les phénomènes aérodynamiques des aubes et les frottements mécaniques des paliers dans le compresseur et la turbine.

Durant la période **1920-1930**, beaucoup d'efforts ont été fournis pour le développement de l'efficacité du compresseur axial et plus particulièrement au niveau de l'entreprise BBC. Les travaux de **Ludweig Prandtl** en Allemagne, un des pionniers du monde dans le domaine de l'aérodynamique sur le développement des théories des profils minces et compacts, ont servi au développement de la théorie aérodynamique sur les turbocompresseurs [27].

La première Tàg mondiale génératrice de puissance électrique, qui a été une réussite, a été développée par la BBC et mise en exploitation commerciale à Neuchâtel, en Suisse en **1939** [52]. Elle est composée d'un arbre, avec un compresseur axial doté de (23) étages, une chambre de combustion et une turbine axiale de (07) étages. Cette Tàg possède une TET de 550 °C, taux de pression ($\tau = 4,4$), une capacité de production d'électricité de 4 MW et un rendement de 17,4% [27, 23]. Le compresseur axial consomme environ 74% de l'énergie produite par la turbine et les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine ne sont respectivement que de 85 et 88%. En 1988, ASME a déclaré que la Turbine à gaz de Neuchâtel était le lieu historique international de génie mécanique [22].

I.2.2. La seconde moitié du 20ème siècle

Durant la période **1950-1960**, les matériaux à haute température étaient disponibles pour permettre une température d'entrée de turbine sensiblement élevée. Durant les années 1960, des efforts ont été consacrés à l'augmentation de la TET pour améliorer l'efficacité du cycle de Brayton. Par exemple, en **1961**, **Westinghouse** a construit sa turbine à gaz W191 d'une puissance 18 MW à TET de 788 °C et d'une efficacité du cycle à 25,4% [11]. Il y avait aussi une poussée agressive pour le développement de systèmes à cycle combiné dans les années 1960 afin d'améliorer l'efficacité globale des installations de Tàg. **Westinghouse** a mis en exploitation sa Tàg **Power Station W301**, à San Angelo aux États-Unis en 1967, d'une puissance de 25 MW avec TET à 788 °C, et d'une efficacité à cycle combiné de 39%, qui a été considérée comme le taux le plus élevé aux États-Unis pendant des années [11]. Les effets de la TET et du taux de pression sur le rendement du cycle combiné sont clairement exposés dans la littérature [14, 18, 11, 23]. Cette approche est destinée à optimiser les Turbine à gaz pour un travail spécifique maximal.

Au milieu des années **80**, les principaux fabricants de Tàg ont commencé à développer les types industriels classe -F avec une TET à 1260 °C ou plus, qui ont été

commercialisées dans le début des années **1990**. Ce développement a été pour beaucoup dans l'amélioration des performances de ces turbomachines.

La première machine de série F (GE7F) a été installée par GE à Virginia Power Station Chesterfield n°7 en 1990 et avait un rendement de 45,2 % pour une TET de 1260°C, avec une puissance totale de 214 MW en cycle combiné, et de 150 MW à 34,5% en cycle simple [19]. Une autre machine, de modèle 501F, élaborée conjointement par Westinghouse, Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio, qui est devenue opérationnelle en 1993, avec une même TET 1260 °C et une puissance de 160 MW, une efficacité du cycle de 35,6% et 51,7%, dans des applications à cycle simple et combiné, respectivement [11].

Au début des années **90**, le ministère de l'énergie des États-Unis, en partenariat avec le principal fabricant de Tàg, les universités et les laboratoires nationaux, a lancé un programme de développement. L'un des objectifs principaux, est d'aller vers l'efficacité du cycle combiné à 60% [4, 13, 20, 23, 24].

En **1999-2000**, un programme a été lancé par le ministère de l'énergie des États-Unis pour développer les installations de production flexible en carburant avec les principaux objectifs suivants :

- ✓ Les systèmes à base de charbon doivent atteindre une efficacité de 60% ;
- ✓ Les systèmes en gaz naturel doivent atteindre une efficacité de 75% ;

Près de zéro les émissions de soufre, de NO_x, de particules, et la réduction de 100% de CO₂ à la sortie [24]. Ce programme vise à introduire des technologies avancées jusqu'à l'horizon 2015.

Depuis le début du développement historique de la technologie des Tàg, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

I.3. Généralités sur les turbines à gaz

Une turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise) appartient à la famille des moteurs à combustion interne. Son rôle est de produire soit l'énergie mécanique par l'entraînement en

rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice, ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de la turbine dans une tuyère (Turbo réacteur)

On peut classer les turbines comme suit :

- Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on trouve dans les applications industrielles les turbines hydrauliques, à vapeur et à gaz. Dans ces dernières, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.
- Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissant en deux classes :

D'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre.

D'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaire) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voitures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.

Parmi les utilisations non aéronautique, très diversifiées on peut citer:

- Les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupe de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée.
- Les machines utilisées dans les stations de pompage et décompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché.
- Les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre de 50 à 60 % [2-3].

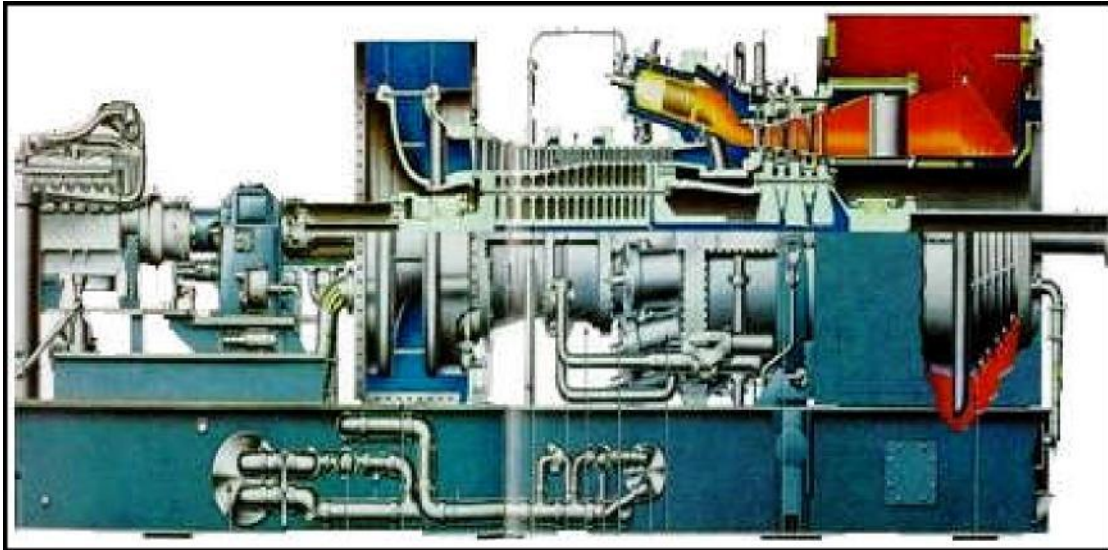


Figure I.1: Schéma d'une turbine à gaz.

I.3.1. Définition

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 convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel [4].

I.3.2. Les éléments d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments:

- **Un compresseur**, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- **Une chambre de combustion**, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- **Une turbine**, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion [5].

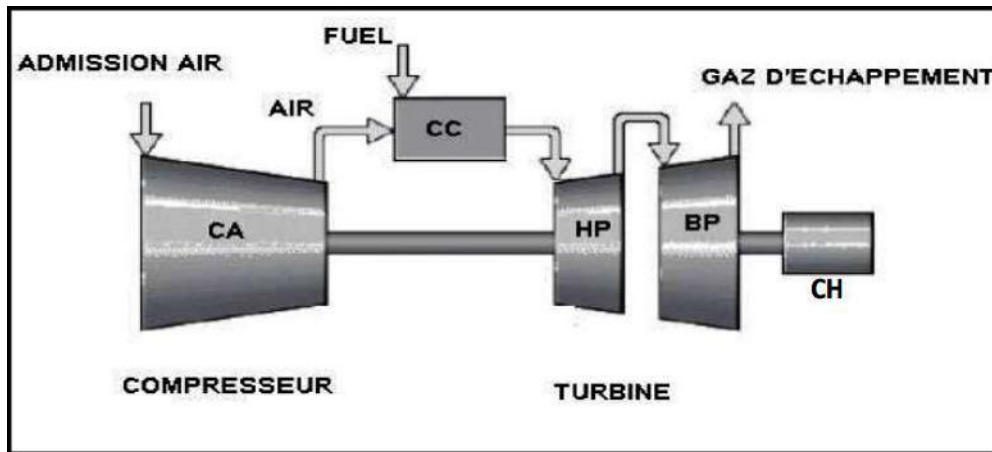


Figure I.2 : Les éléments de la turbine à gaz.

I.3.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- ❖ Elle extrait de l'air du milieu environnant
- ❖ Elle le comprime à une pression plus élevée.
- ❖ Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- ❖ Elle achemine de l'air 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 et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- ❖ Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La figure (I.3). Montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus [7].

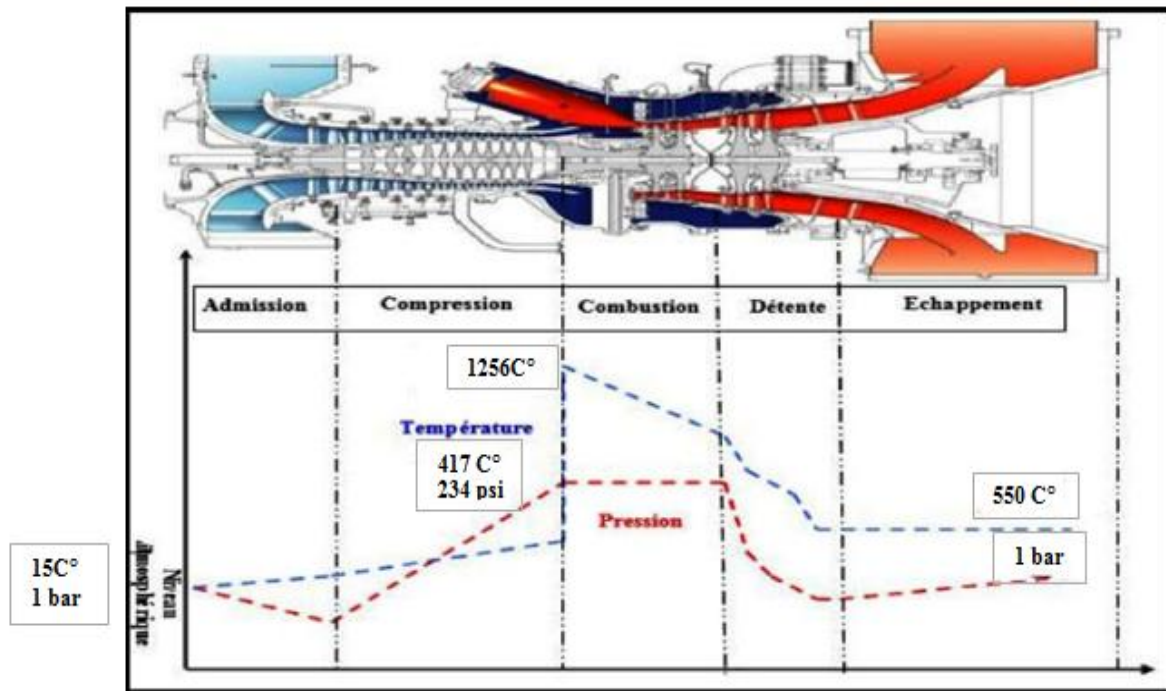


Figure I.3 : Variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

I.3.4. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

- Mode de construction.
- Mode de travail.
- Mode de fonctionnement thermodynamique.

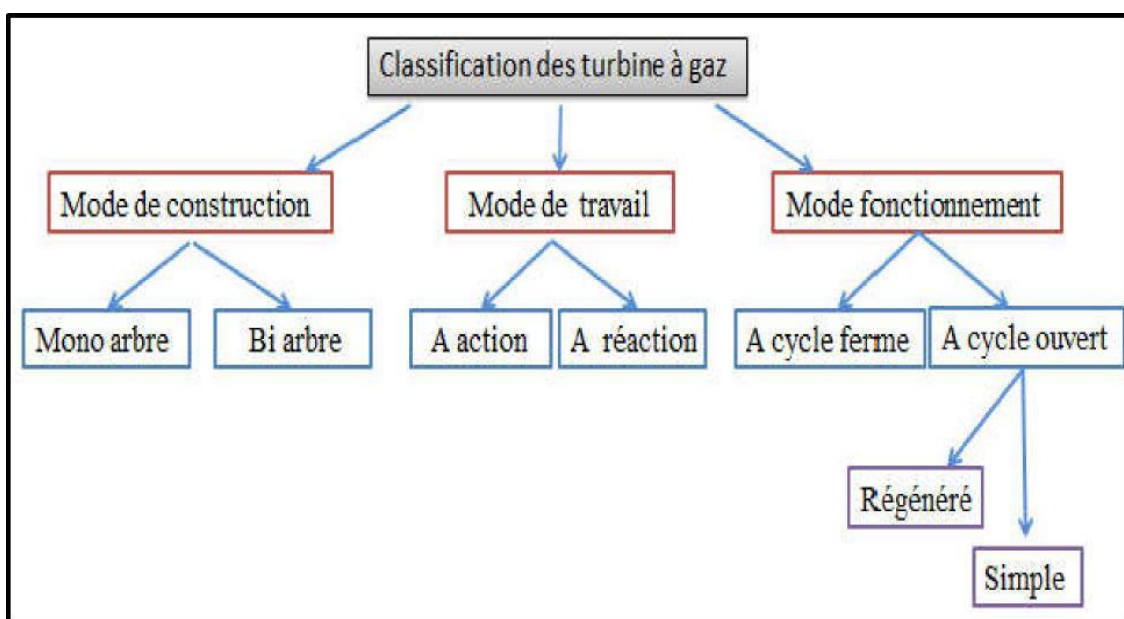


Figure I.4 : Classification générale des turbines à gaz.

I.3.4.1. Mode de construction [7].

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). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère Voir Figure (I.5) et Figure (I.6)

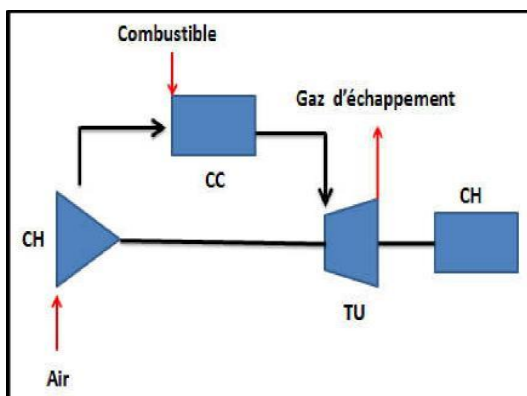


Figure I.5 : Turbines à gaz à un arbre.

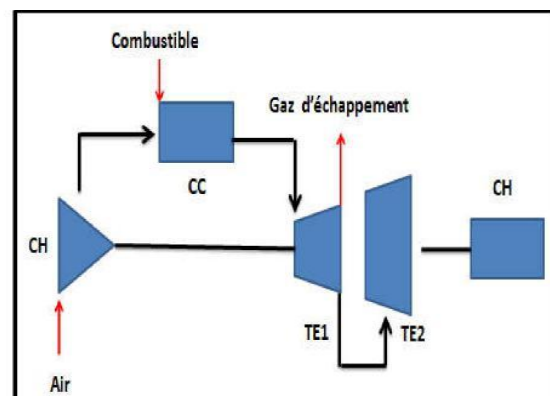


Figure I.6 : Turbines à gaz à deux arbres.

I.3.4.2. Mode de travail

On distingue deux types de turbine :

✚ Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$. Figure (I.7)

✚ Turbine à réaction

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 $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le % d'énergie thermique totale Figure (I.8) [4]

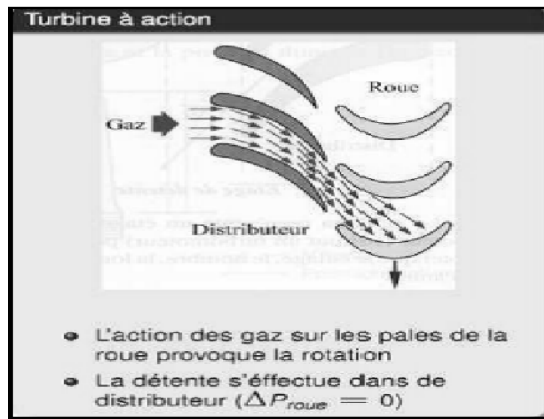


Figure I.7 : Schéma de turbine à action.

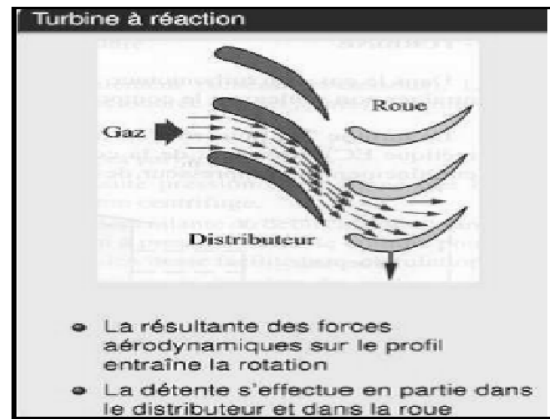


Figure I.8 : Schéma de turbine à réaction.

I.3.4.3. Mode de fonctionnement Thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques:

✚ 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 est divisé en deux classes :

1. Turbine à cycle simple

C'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.

2. 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. De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages [7].

I.3.5. Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories:

- ✓ Les turbines industrielles pouvant être de type un (1) arbre ou deux (2) arbres.
- ✓ Les turbines de type aviation à deux (2) arbres.

I.3.5.1 Domaines fixes (utilisation industrielle)

✚ Entraînement des compresseurs, des pompes & des alternateurs.

Turbines de type industriel

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques où l'objectif principal est la longue durée d'exploitation. Cette dernière conduit à l'application de paramètre de fonctionnement peu sévère :

Turbine à un arbre

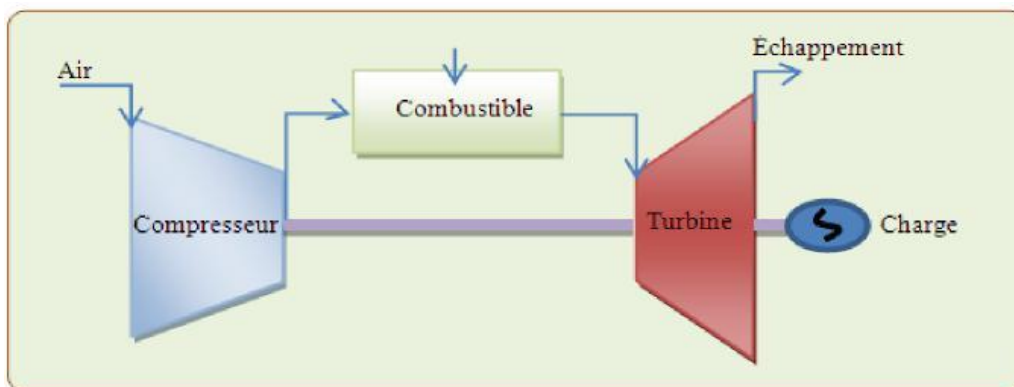


Figure I.9 : Schéma d'une Turbine à gaz à un seul arbre

Dans cette catégorie de la Tàg, le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. La deuxième catégorie de la turbine est généralement la plus utilisée pour l'entraînement d'alternateur, alors, la vitesse de rotation est constante [46].

Turbine à deux arbres

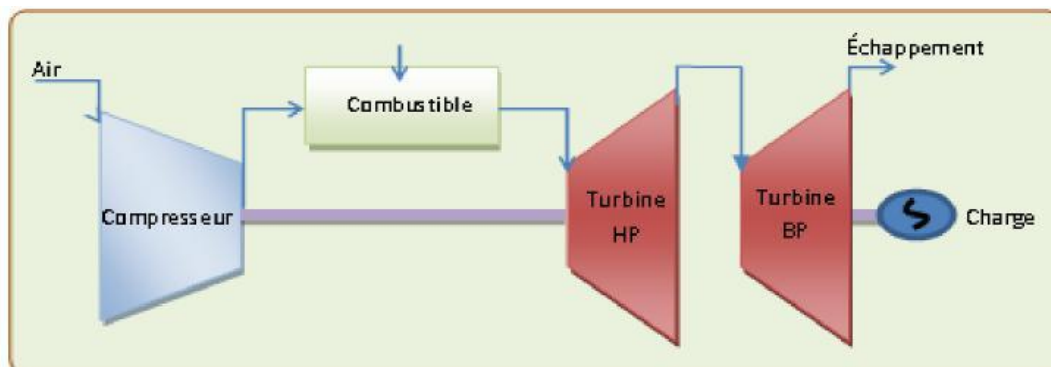


Figure I.10 : Schéma d'une Turbine à gaz à deux arbres

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

- La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.

La première ligne d'arbre compose le GG, la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique. De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres est plus complexe que la turbine à un seul arbre ; mais, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz [36].

I.3.5.2. Domaines mobiles

- ✚ Pour la traction automobile.
- ✚ Pour la traction ferroviaire.
- ✚ Pour l'application marine.
- ✚ Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

Turbines de type “ Aviation ” (Aéro-dérivative)

Les turbines de type aviation, également appelées turbines “jet”, sont constituées d'un réacteur GG suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire de l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant des techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

Le GG ne peut plus être réparé sur site, il doit être remplacé par un générateur neuf ou rénové. La réparation se fait chez le constructeur, en atelier spécialisé compte tenu de la sécurité.

I.4.Considérations de conception de la turbine à gaz

La turbine à gaz est le moteur le plus adapté aux besoins actuels tels que : les coûts, le temps de planification et de réalisation, l'entretien, et les coûts de carburant. Elle a également le temps de réalisation le plus court, mais son inconvénient c'est le taux élevé de la chaleur utilisée néanmoins les nouvelles turbines sont parmi les types les plus efficaces [38].

La conception de n'importe quelle turbine à gaz doit répondre à des critères essentiels basés sur des considérations opérationnelles. Parmi ces critères on cite:

1. Rendement élevé
2. Haute fiabilité et disponibilité élevée
3. Facilité de service
4. Facilité d'installation
5. Conformité avec les normes environnementales
6. Flexibilité de satisfaire les divers besoins de service et de carburant

Les deux facteurs, qui affectent plus le rendement de la turbine à gaz, sont le rapport de pression et la température d'entrée. Le compresseur à écoulement axial qui produit la haute pression, a vu des améliorations dans le rapport de compression qui a été augmenté.

I.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.5.1 Avantages

- Puissance massique et volumique très élevée.
- Possibilité de démarrage, prise et variation de charge 0 à 100 % très rapidement ; à titre d'exemple, une machine « heavy duty » de 200 MW installée en France dans les années 1990 dans la région parisienne peut arriver à vitesse nominale 6 minutes après l'ordre de démarrage, fournir les premiers 100 MW en quelques secondes, et les 100 MW restants en 6 minutes.
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).
- Pollution limitée en HC, CO et NO_x du fait du contrôle de l'excès d'air et de la température limitée.
- Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération).
- Coûts de maintenance inférieurs aux moteurs pistons.
- Longévité en marche stationnaire.
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles liquides ou gazeux variés et de moindre qualité (gaz pauvre).
- Meilleure aptitude aux arrêts et démarrages fréquents que les turbines à vapeur.
- Peu de génie civil nécessaire pour sa mise en œuvre, et facilité de transport en colis standardisés pour les machines de puissance unitaire inférieure à 100 MW.

- Facilité de standardiser les composants « nobles » (aubages fixes et mobiles), ce qui permet de construire les machines en avance sans connaître les conditions finales d'utilisation sur site.
- Possibilité d'entraîner des machines (pompes ou compresseurs) à vitesse variable sans grande perte de rendement pour les machines « deux arbres », ce qui permet l'utilisation dans les lignes d'oléoducs ou de gazoducs [15].
 - Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait pas être logée.
 - A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
 - Démarrage facile même à grand froid.
 - Diversité de combustible pour le fonctionnement.

I.5.2 Inconvénients

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

I.6. Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz

I.6.1. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont [11] :

- ✓ La température.
- ✓ La pression.
- ✓ L'humidité.
- ✓ Les poussières.

I.6.1.1. La température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

I.6.1.2 La pression ambiante

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de

Même la puissance utile.

I.6.1.3 L'humidité relative

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente. Voir Figure (I.11)

I.6.1.4 Les poussières

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère a augmenté à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

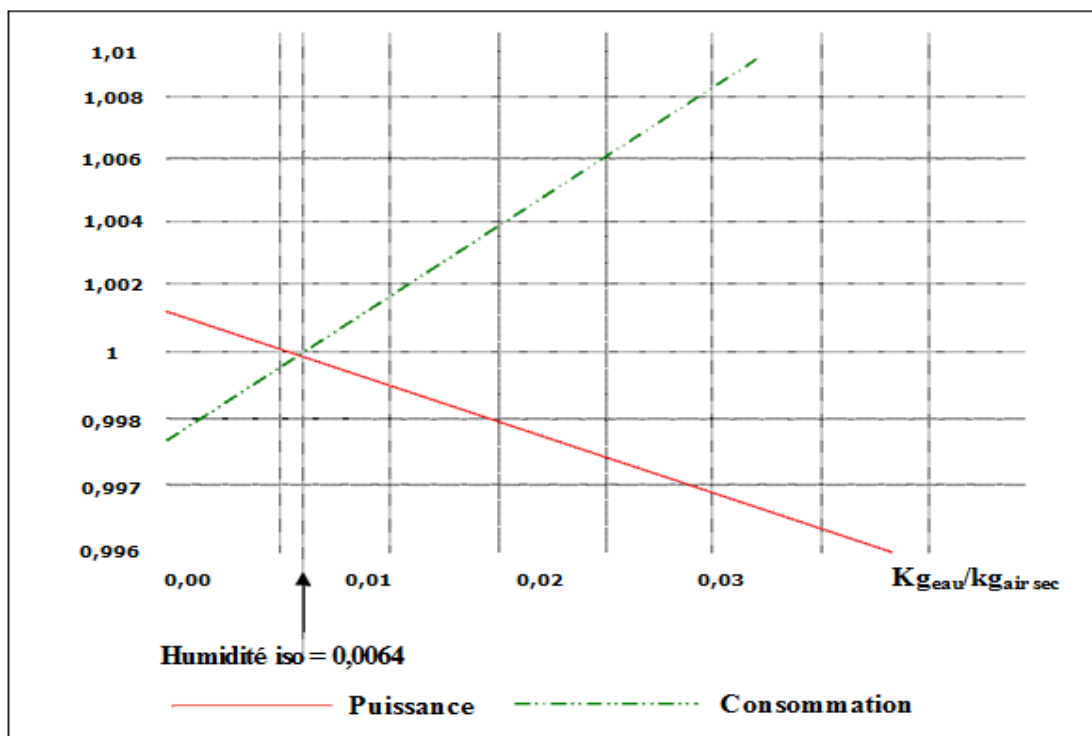


Figure I.11: Influence de l'humidité sur la puissance et la consommation spécifique de la Turbine.

I.6.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la Turbine à Gaz

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la Tàg. Ceux-ci peuvent être

nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont énumérés ci-dessous [11]:

- ✓ Chute de pression dans la section d'admission du compresseur.
- ✓ Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine.
- ✓ Type de combustible.
- ✓ Injection de vapeur.

I.6.2.1. Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur.

Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

I.6.2.2. Chutes de pression dans le système d'échappement

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère. Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

I.6.2.3. Influence du type de combustible

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil.

En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de Tàg. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus

lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

I.6.2.4. Injection de vapeur et l'injection d'eau

Injection de vapeur ou d'eau peut avoir les deux buts suivants [12] :

- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (Nox).
- Une augmentation de la puissance débitée.

I.6.2.4.1. Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (Nox)

La méthode d'injection de vapeur ou d'eau a été présentée au début des années 70 pour limiter et contrôler la présence des oxydes d'azote ou Nox.

L'injection est habituellement effectuée dans la zone du chapeau de la chambre de combustion. Le système d'injection limite la quantité maximale de vapeur ou d'eau injectable, afin de sauvegarder la stabilité et la continuité dans le processus de combustion.

Cependant, la quantité de vapeur et d'eau injectée est suffisante pour réaliser des niveaux de réduction de Nox considérables.

Selon la quantité de vapeur ou d'eau injectée dans la chambre de combustion, réglée automatiquement par le système de contrôle de la turbine, en relation avec le niveau Nox désiré, la puissance débitée augmentera en raison de l'augmentation du débit massique traversant la turbine à gaz.

Dans le cas de l'injection de vapeur, la consommation spécifique diminuera également pour les mêmes raisons applicables aux gaz combustibles à faible pouvoir calorifique.

Au contraire, ce dernier avantage n'existe pas dans le cas de l'injection d'eau, car elle exige la vaporisation d'une quantité de combustible plus grande pour satisfaire les conditions nécessaires pour l'injection dans la chambre de combustion.

Dans des conditions de service de pointe, avec un maximum de 1250heures/an, il est possible d'augmenter le débit d'eau dans la zone du chapeau de la chambre de combustion afin d'augmenter la puissance débitée de la turbine à gaz. Evidemment, cela réclame des intervalles d'entretien plus courts [12].

En ce qui concerne les débits d'eau maximums et les d'entretien, ceux-ci doivent être évalués au cas par cas, en fonction du modèle de machine et de son système de combustion.

I.6.2.4.2. Augmentation de la puissance

L'injection de vapeur pour augmenter la puissance a été rendue disponible et fiable par plus de 30 ans d'expérience.

A la différence de l'injection d'eau, la vapeur est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, de ce fait éliminant tous les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale action du compresseur.

La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 par rapport à la température de refoulement du compresseur ; la pression limite d'approvisionnement de vapeur doit être (d'eau moins) 4bar (g) plus grande que la pression maximal dans la chambre de combustion.

Dans le cas de l'injection de vapeur ou d'eau, la quantité de vapeur injectée dans des conditions de charge partielle doit être égale à la quantité requise pour la réduction Nox.

Une fois la valeur de la charge de base atteinte, le système de commande donne le feu vert pour injecter de la vapeur additionnelle nécessaire pour augmenter la puissance débitée de la turbine [12].

I.7. Pollution

Les fabricants de ces équipements font des travaux intéressants pour diminuer le niveau des produits polluants rejetés par la Tàg. L'emploi de gaz naturel (généralement constitué d'un peu de soufre) ou de carburant liquide sans soufre, admet une émission faible de SO₂, dans les chambres de combustion particulières avec des injecteurs spécifiques qui permettent une émission faible de CO. Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés, tandis que les Tàg de conception moins sophistiquée et de prix moins élevé sont préférés par les pays en voie de développement.

I.7.1. Pollution physique

✓ L'air atmosphérique contient en suspension des particules en quantité variable. Nous citerons à titre d'exemple :

➤ En zone rurale : Le sable, l'humus et le pollen ;

- En zone urbaine : Les poussières, les cendres, les gaz d'échappement des véhicules et des chaufferies ;
- En zone industrielle : Les poussières, les cendres, les résidus légers véhiculés par les ventilateurs d'aération des lieux de fabrication, les fumées d'usine. Ces particules peuvent posséder deux caractéristiques préjudiciables à la conservation du bon état des composants de la Tàg.
 - ✓ Une caractéristique abrasive : Qui aura pour conséquence la détérioration des ailettages par impact sur les bords d'attaque et par érosion sur la surface des pales et les bords de fuite (exemple : le sable) ;
 - ✓ Une caractéristique d'adhérence : Qui amènera les particules à se coller sur les ailettages en modifiant leur profil, ce qui conduit à une réduction du rendement (exemple : les pollens).

En général, la pollution physique détériore et encrasse les ailettages du compresseur d'air et certaines particules peuvent également, entraîner des dégradations sur les ailettages de la turbine.

I.7.2. Pollution chimique

L'air peut contenir des gaz et, en suspension, des cristaux ou des poussières chargés de composants chimiques indésirables, tels que le chlorure de sodium (sel de mer), le soufre et ses dérivés, le chlore et ses dérivés et des acides organiques et inorganiques.

Ceux-ci ont des actions corrosives qui peuvent endommager les ailettages du compresseur, mais plus fréquemment, les parois de la chambre de combustion et les ailettages de la turbine du fait que, par sa haute température, la combustion transforme le polluant ou l'associe à un autre polluant apporté par le combustible.

La parade consiste en des traitements de surface anticorrosifs appliqués par le constructeur sur les parties exposées, et des inhibiteurs éventuellement ajoutés au combustible.

Finalement, la pollution chimique de l'air est difficile à contrôler ; si elle provient d'un gaz, aucun n'autre moyen de protection n'existe que le lavage, lui-même difficile à réaliser, en plus d'une efficacité incertaine.

II. Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS5002C

II.1. Introduction

L'industrie pétrolière et gazière utilise beaucoup de Tàg pour la génération de puissance électrique et mécanique. En conditions ISO, les rendements énergétiques des turbines à gaz sont typiquement de 28 à 30%. Cependant ces rendements sont compromis dans des conditions de température et d'hygrométrie ambiantes élevées. Les températures ambiantes dans le Sahara algérien sont élevées, avec des maxima quotidiens et moyens mensuelles atteignant 50°C.

Malgré leurs avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Généralement les turbines à gaz sont conçues à partir de conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, en exploitation ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, aride, chaud). A cet effet, les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année.

Ce travail concernera sur l'étude de l'effet de la température ambiante sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.

II.2. Présentation de l'installation de la turbine à gaz MS 5002C

Notre installation de Tàg modèle série MS 5002C c'est une turbine à deux arbres leur but est d'entraîner un compresseur centrifuge multi-étage de type BCL pour augmenter la pression du gaz.

La Tàg est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélange à un combustible et le brûle dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine.

Actuellement toutes les grandes Tàg sont du type à écoulement axial, au moment du démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.

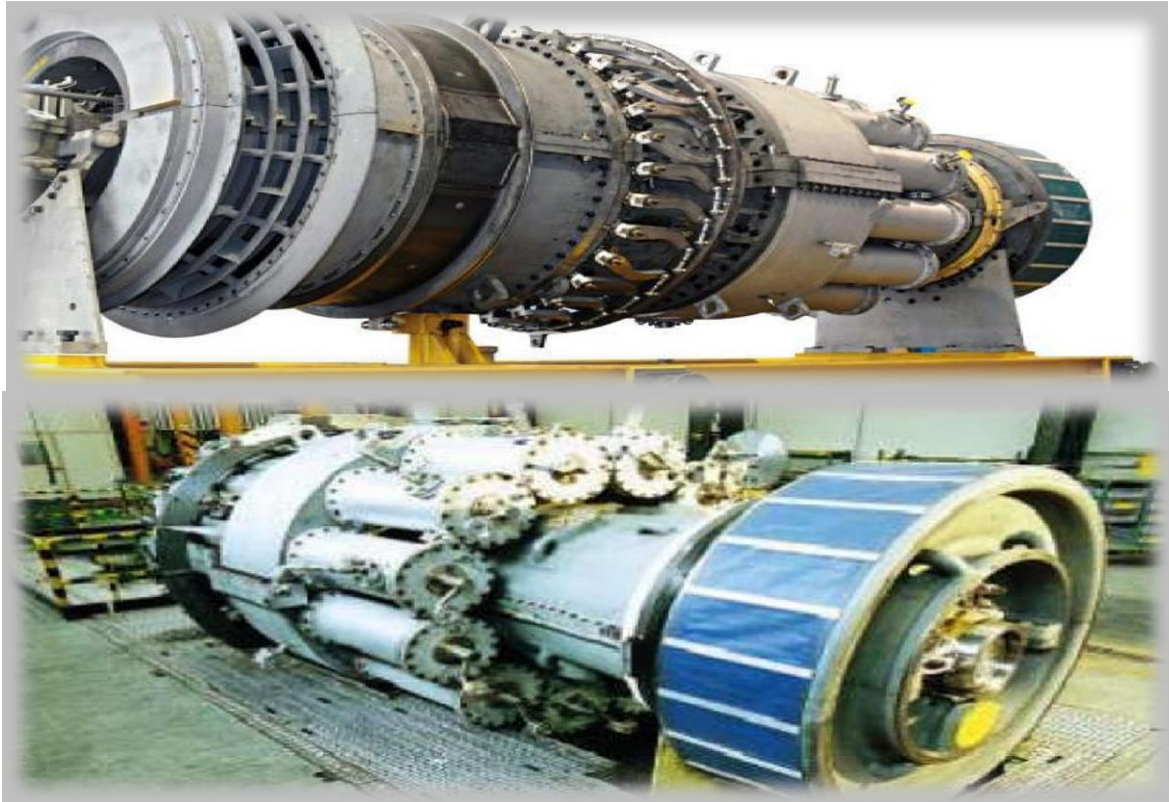


Figure II.1 : Turbine à gaz MS 5002C.

II.3. Caractéristiques de la turbine MS 5002C

Données générale du constructeur : Voir Annexe (A.5)

II.4. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C

Le rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de Tuyaux aux chambres de combustion où le combustible est débité sous pression, une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la Combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur.

Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère. Ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette

les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine à base pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour reprendre exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial. Quand l'en regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

II.5. Description de la section de la partie auxiliaire :

La partie auxiliaire il est située à l'avant du caisson d'aspiration d'air, et comprend tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement indépendant de la turbine voir figure (II.2) :

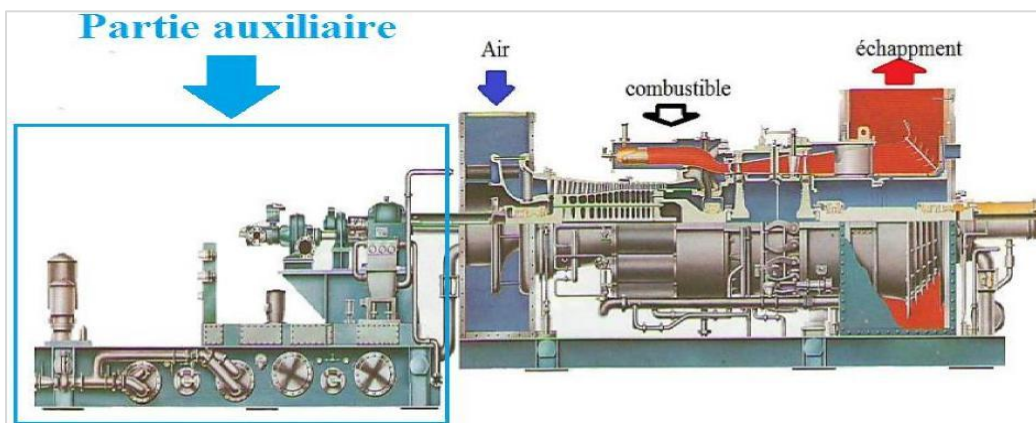


Figure II.2 : Présentation de la partie auxiliaire de la turbine MS 5002C.

- **Tableau des manomètres** : C'est un panneau vertical situé au bout de compartiment des auxiliaires et Regroupe un certain nombre de manomètres permettant de contrôler la pression des fluides depuis le Compartiment contrôle.
- **Moteur de lancement** : Il sert à entraîner l'arbre du compresseur turbine à une vitesse bien déterminée (électrique ou Diesel).
- **Convertisseur de couple** : C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.
- **Embrayage de lancement** : Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse. L'embrayage est engagé par les cylindres hydrauliques (huile fournie par le module valve de réglage d'encliquetage) et il est désactivé par des ressorts de retour dans les cylindres, L'activation est maintenue par l'accouplement transmis et généré dans le convertisseur de

couple et/ou le mécanisme d'encliquetage. A cause de l'embrayage unidirectionnel dans le mécanisme d'encliquetage, le moyeu de l'embrayage glissant ne peut pas être tourné en arrière exceptant pendant une course mise à zéro du mécanisme d'encliquetage.

Le système est conçu pour maintenir l'embrayage dans la position active toutes les fois exceptant les fois où la turbine à gaz fonctionne.

Deux cylindres hydrauliques parallèles, orientés horizontalement sont actionnés par la valve électromagnétique de l'embrayage de démarrage (20CS-1) et faire déplacer l'embrayage glissant

Dans la connexion avec le moyeu de l'embrayage stationnaire. Lorsque la Tàg atteint une vitesse prédéterminée, la valve électromagnétique (20CS-1) est désactivée et laisse l'huile hydraulique pour être drainée.

➤ **Réducteur des auxiliaires** : C'est un ensemble de roue dentée actionnée directement par le rotor de la turbine et il est utilisé pour entrainer les divers auxiliaires. Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires à permettre une réduction de vitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, on trouve monte sur l'extérieur du corps le déclencheur de survitesse de la turbine haute pression qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la Tàg lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excédé les limites prescrites dans les spécifications de contrôle.

Les accessoires entraînent par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principal voir la figure (II.3).

Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à expansion vers la Tàg.

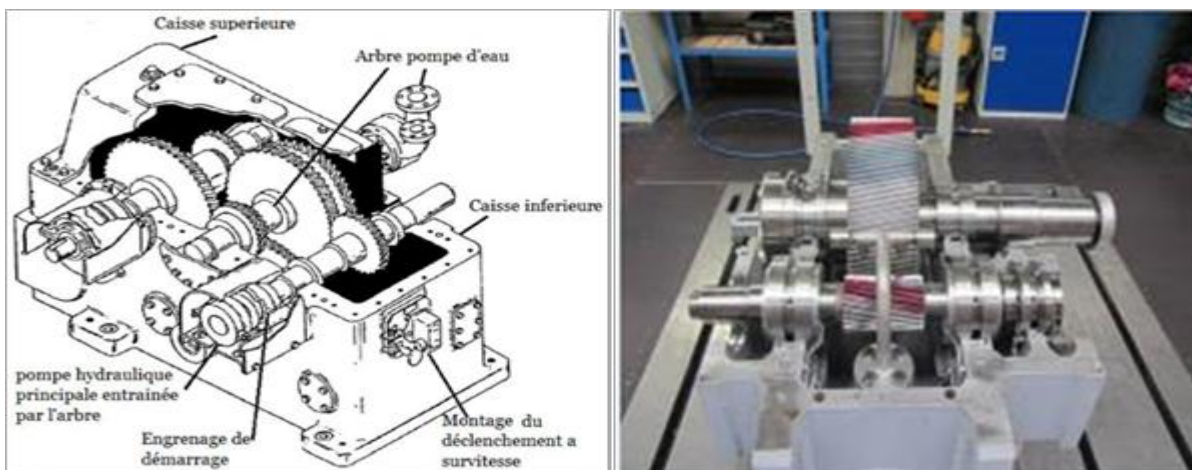


Figure II.3 : Schéma de réducteur auxiliaire.

➤ **Accouplement coté auxiliaire** : Les fonctions de base des accouplements élastiques du type à dentures utilisé sur cette turbine sont :

- ✚ Relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre
- ✚ Compenser les trois types de des alignements (parallèles, angulaires et la combinaison des deux)
- ✚ Compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Les accouplements utilisés sur cette turbine sont destinés à accoupler le réducteur des auxiliaires à l'arbre de la turbine et l'arbre de la turbine à l'équipement de puissance.

➤ **Vireur hydraulique** : C'est une motopompe pour aider le moteur de lancement pendant le moment de démarrage. Pour éviter la flèche de l'arbre turbine il fait tourner l'ensemble de 1 /8 de tour chaque 3min. Le vireur est utilisé pour le positionnement de la ligne d'arbre.

II.6. Description de la section principale de la turbine

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans la figure II.4 :

- | | |
|-------------------------|--------------------------------|
| 1) L'aspiration d'air. | 4) Section turbine. |
| 2) Section compresseur. | 5) Section d'échappement. |
| 3) Section combustion. | 6) Turbine HP 7) Turbine BP |

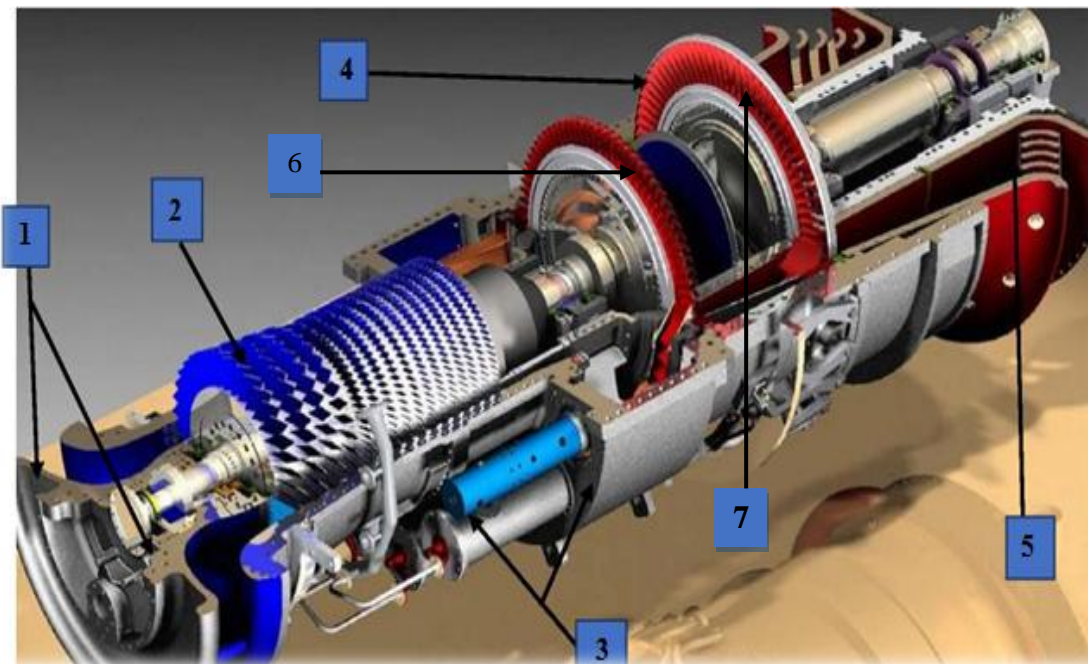


Figure II.4 : Différentes sections d'une turbine à gaz MS 5002C.

II.6.1. Section d'aspiration

Les Tàg consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules. Qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine. L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine.

Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance voir la figure (II.5).

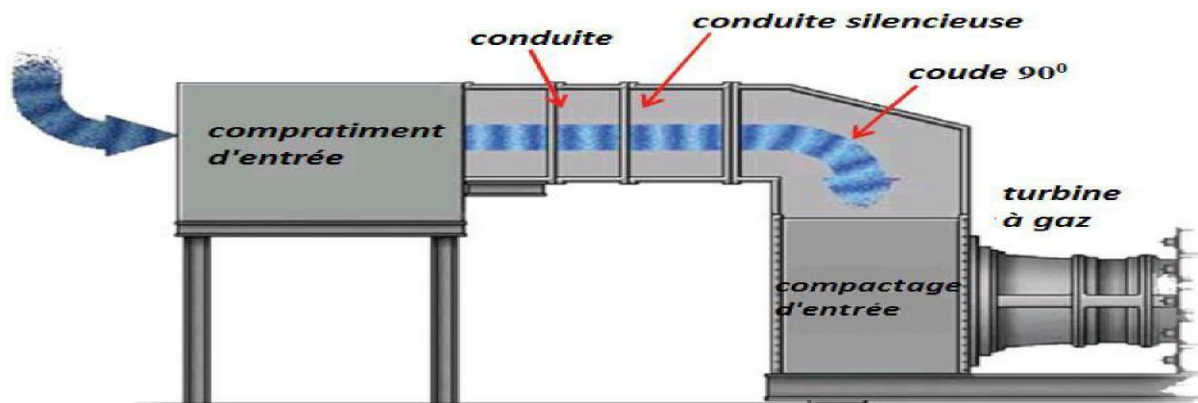


Figure II.5 : Schéma de la section d'aspiration (système d'admission)



Figure II.5.1 : Compartiment d'entrée.



Figure II.5.2 : Les filtres d'aspiration.

II.6.2. Section compresseur

Le compresseur à flux axial (voir figure II.6) comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la

directrice et deux déflecteurs de sortie. L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives.

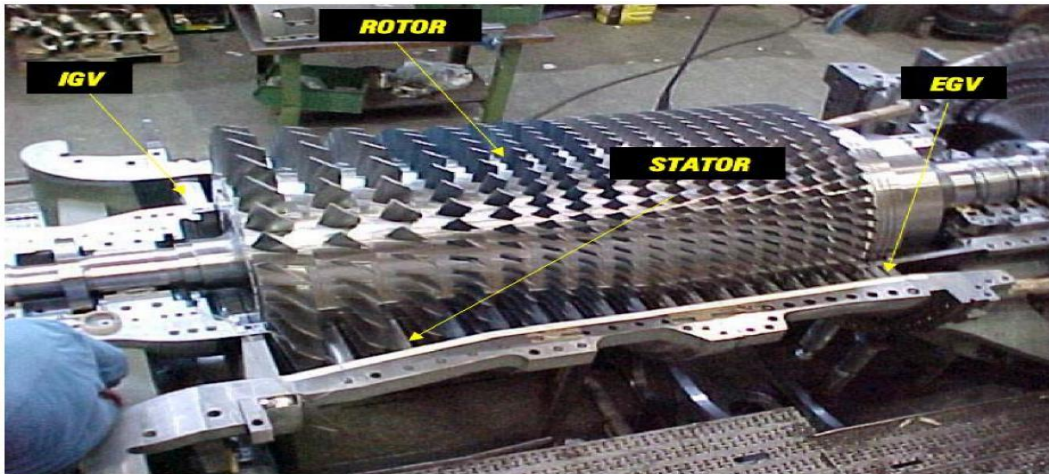


Figure II.6 : Compresseur axial ; IGV : Inlet Guide Valve ; EGV : End Guide Valve

L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

II.6.2.1. Le rôle du compresseur axial

Il se résume essentiellement en voir la figure (II.6) :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

II.6.2.2. Composition de compresseur axial

- **Le rotor du compresseur :** Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage voir la figure (II.7). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures.

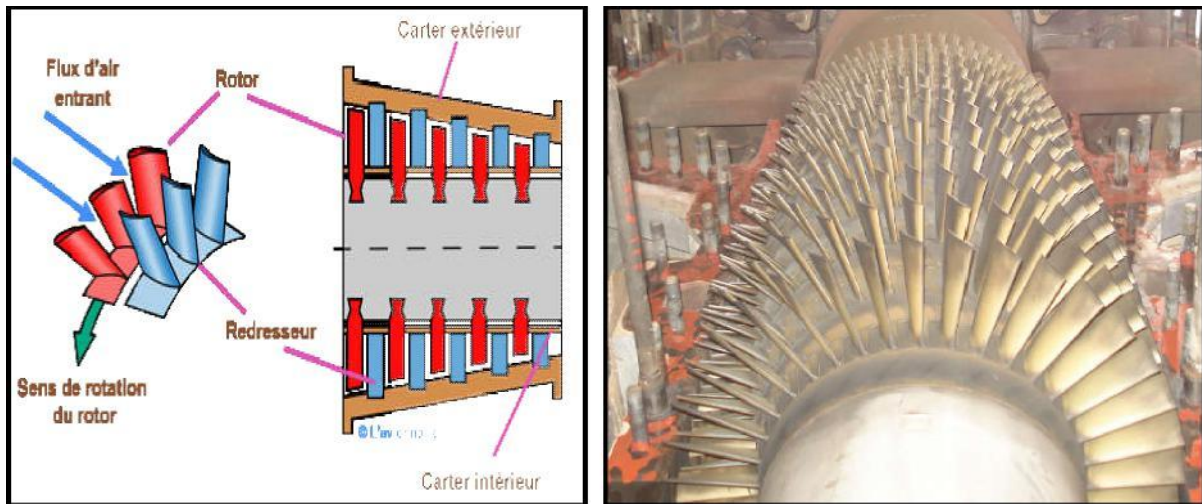


Figure II.7 : Rotor de compresseur.

➤ **Le stator du compresseur** : Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments qui sont :

1. Corps coté aspiration du compresseur : Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur Il abrite le palier No.1 (voir figure II.9) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV : Inlet Guide Valves) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables. Voir figure (II.8)



Figure II.8 : Représentation des IGV (Inlet Guide Valve).

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine. Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de

purge, quant au système de soutirage du 10^{ème} étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir voir figure (II.9) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine à 95% de la vitesse du compresseur.



Figure II.9 : Stator du compresseur

2. Corps partie avant du compresseur : Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisée pour le levage de la turbine à gaz de son socle, les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.

3. Corps partie arrière du compresseur : Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du 10^{ème} étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt. Figure (II.9).

4. Corps du compresseur coté refoulement : Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze). Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée. pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air.

Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion voir figure (II.6).

II.6.3. Section combustion

La section combustion comporte les éléments suivants : L'enveloppe de combustion, Les chambres de combustion, ensembles de pièces de transition, brûleurs, bougies et détecteurs de flamme.

II.6.3.1. Le rôle de la chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustions sont étudiées pour remplir les conditions suivantes, voir figure (II.10) :

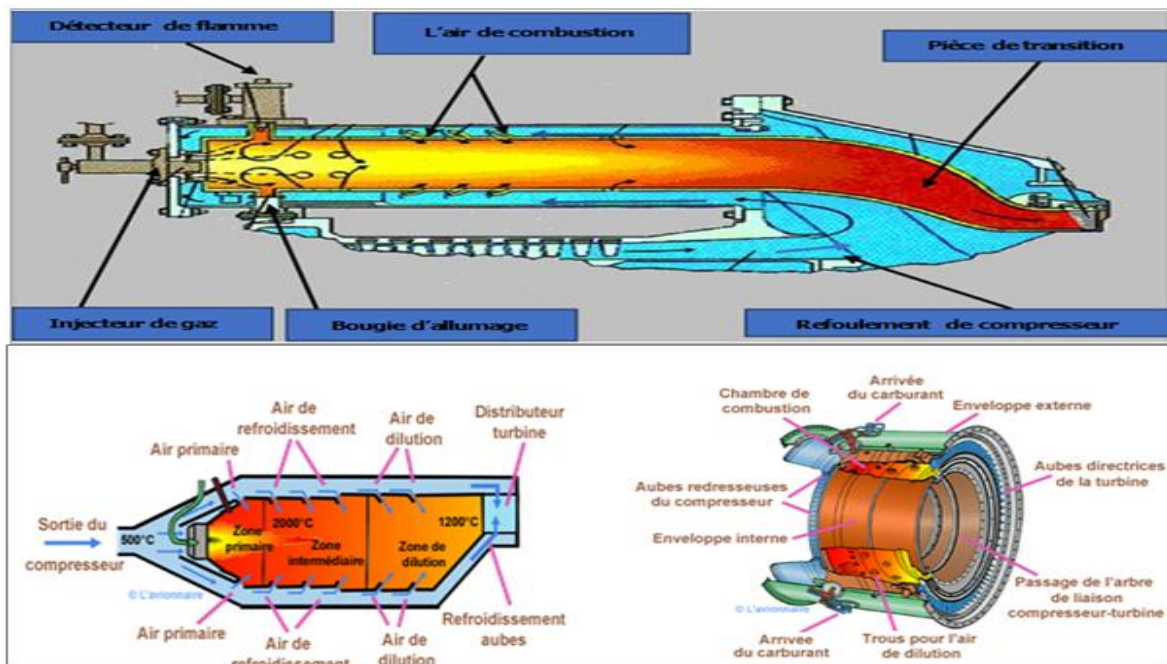


Figure II.10 : Schéma de Chambre de combustion.

- ❖ La durée de vie la plus longue possible.
- ❖ Avoir un encombrement minimal.
- ❖ Garantir un bon allumage et la stabilité de la flamme.
- ❖ Assurer la combustion la plus complète possible.
- ❖ Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois ainsi que des fumées.
- ❖ Réduire les pertes de charges.

II.6.3.2. Enveloppe de combustion : L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition voir figure (II.11). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion.

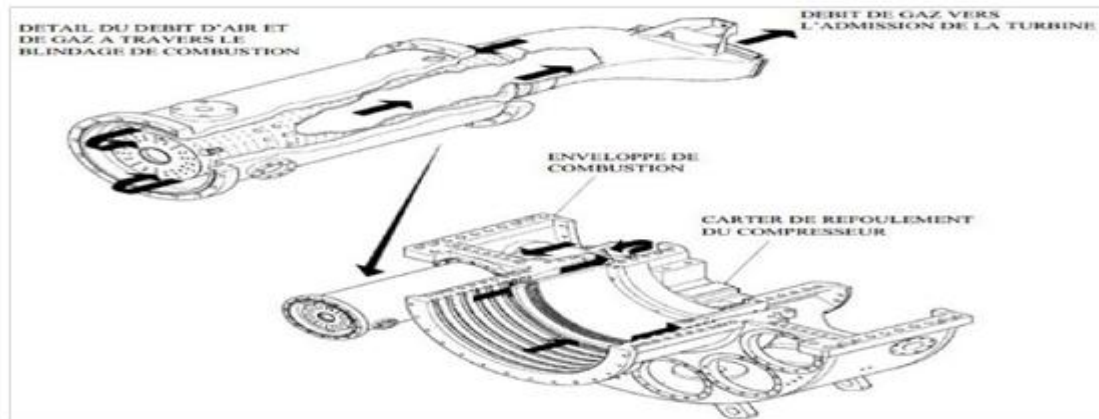


Figure II.11 : Enveloppe de combustion et la chambre de combustion.

II.6.3.3. Chambres de combustion

Les chambres de combustion sont au nombre de 12, elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion voir figure (II.11). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu. Le mélange combustible par rapport à l'air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables.

II.6.3.4. Pièces de transition

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage voir figure (II.12) .Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.

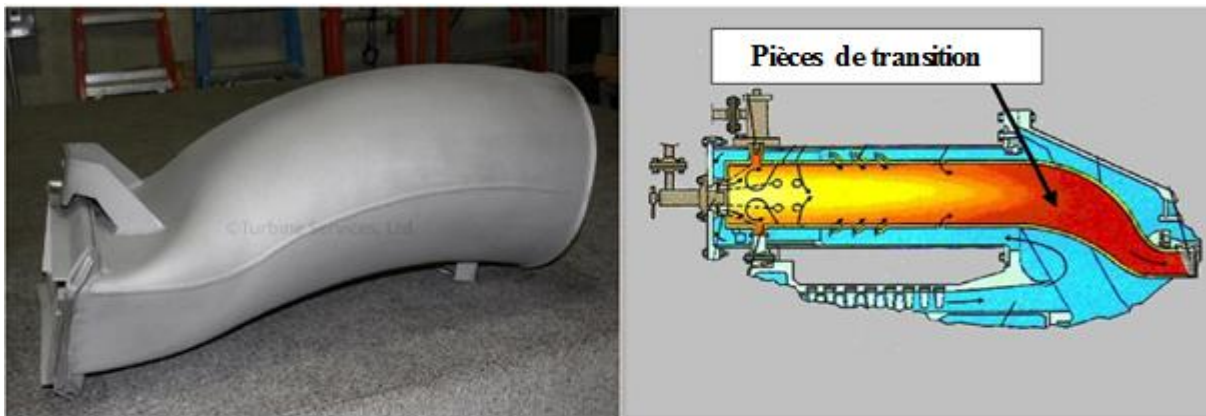


Figure II.12 : Pièces de Transition

II.6.3.5. Brûleurs, bougies et détecteurs

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage.

II.6.4.Section Turbine

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- ✚ Corps de turbine.
- ✚ Tuyère première étage.
- ✚ Roue de turbine 1ère étage (roue HP).
- ✚ Tuyère deuxième étage (aubage réglable ou directrice).
- ✚ Roue de turbine 2ème étage (roue BP).

II.6.4.1. Corps de turbine

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

II.6.4.2. Tuyère première étage

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition voir figure (II.12) et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère première étage voir figure (II.13).



Figure II.13 : Directrice première étage.

La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.

II.6.4.3. Tuyères deuxième étage

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP voir figure (II.14). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.



Figure II.14. Directrices 2^{ème} étage

II.6.4.4. Roues de turbine

La turbine comprend deux roues :

La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 voir figure (II.15).

La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4.

Les deux roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP. Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.



Figure II.15 : Roue de turbine HP et BP.

II.6.4.5. Paliers de la turbine

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorquées de la turbine à gaz :

Palier N°1 : Se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial voir figure (II.16).

Palier N°2 : Se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial.

Paliers N°3 et 4 : Supportent le rotor de turbine BP.

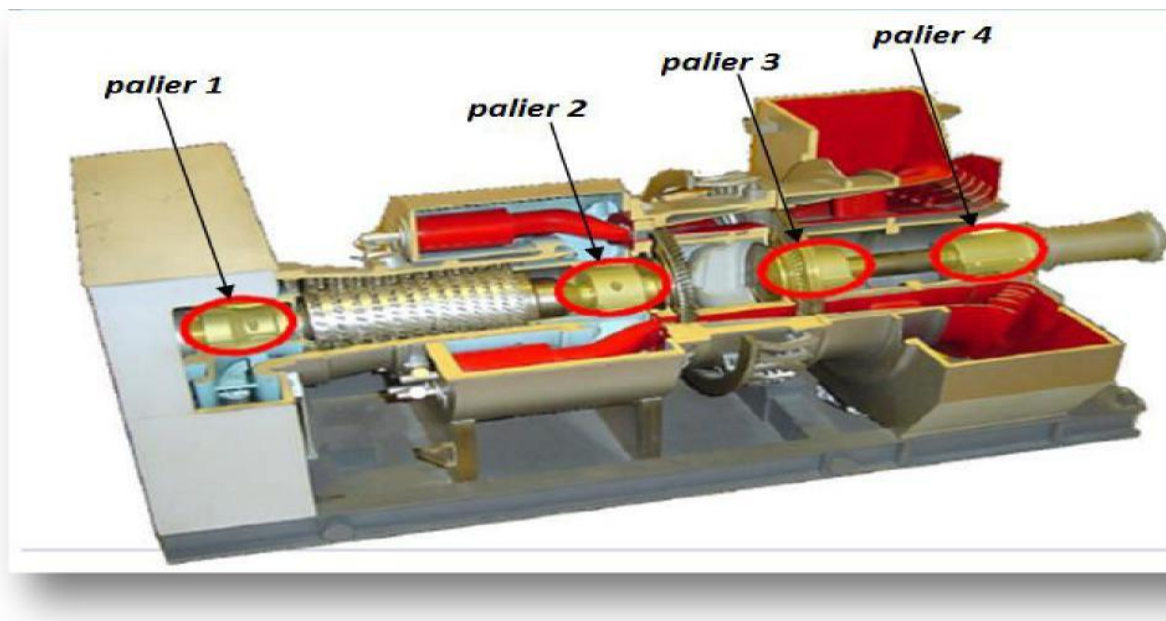


Figure II.16 : les paliers d'une turbine à gaz

II.6.5. Section Echappement

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement voir la figure (II.17).

II.6.5.1 Plenum d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine. Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement.

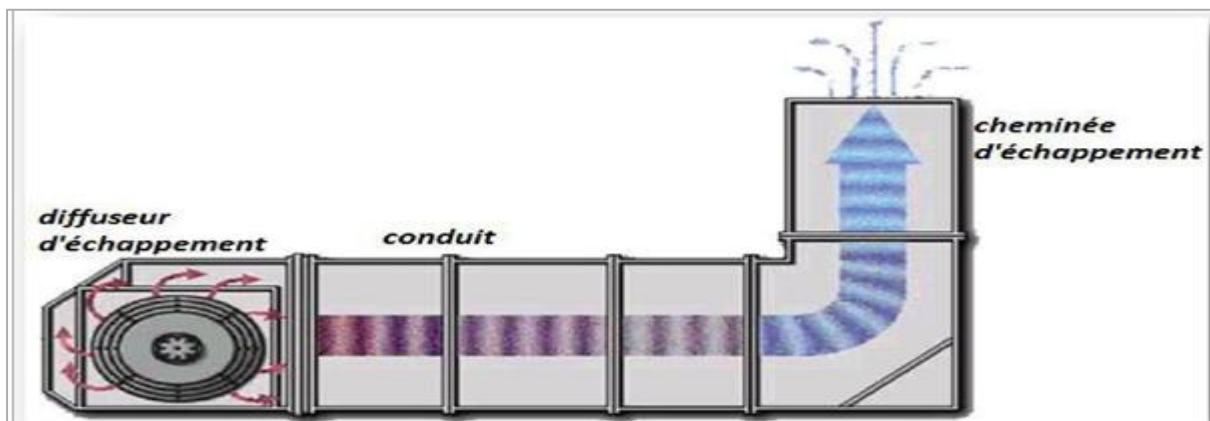


Figure II.17 : Système d'échappement

II.6.5.2 Caisson d'échappement

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés voir la figure (II.18).

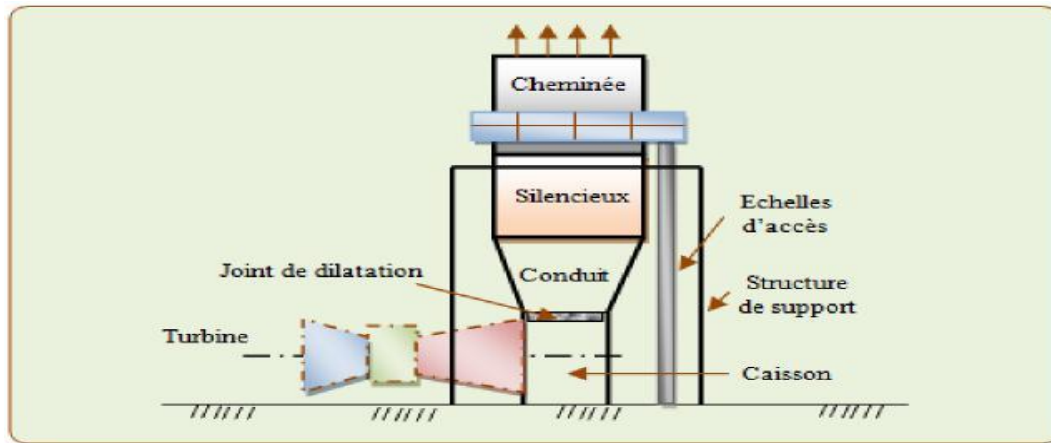


Figure II.18. Principe éléments du système d'échappement.

II.7. Principaux systèmes de la turbine

Il existe plusieurs systèmes qui assurent le bon fonctionnement de la turbine qui sont:

1. 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 trois minutes, à ce moment en assurant le cycle de purge de compresseur axiale. A 32% de la vitesse nominale en assurant l'allumage, puis contribue à l'accélération jusqu'au désaccouplement à 62% de sa vitesse nominale et elle devient autonome. [3]

2. Système de gaz combustible

Le système de gaz combustible est réalisé pour fournir le gaz combustible aux chambres de combustion à la pression suffisant pour être en conformité avec toutes les exigences de démarrage, d'accélération et de chargement lors du fonctionnement de la turbine à gaz.

Le gaz combustible est premièrement nettoyé en le passant par un filtre pendant qu'il circule dans la tuyauterie d'alimentation et dans la tuyauterie collectrice de gaz. Le gaz combustible est mesuré et contrôlé pour fournir le débit nécessaire au système de combustion de la turbine à gaz.

La vanne arrêt/détente SRV et la vanne de contrôle du combustible GCV sont des vannes indépendantes et assemblées dans une seule caisse. Ce sont des vannes à action unique, fonctionnent électro hydrauliquement. Voir la figure (II.19).

La vanne arrêt par rapport à la détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la

turbine).

A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle. [1], [4], [5]

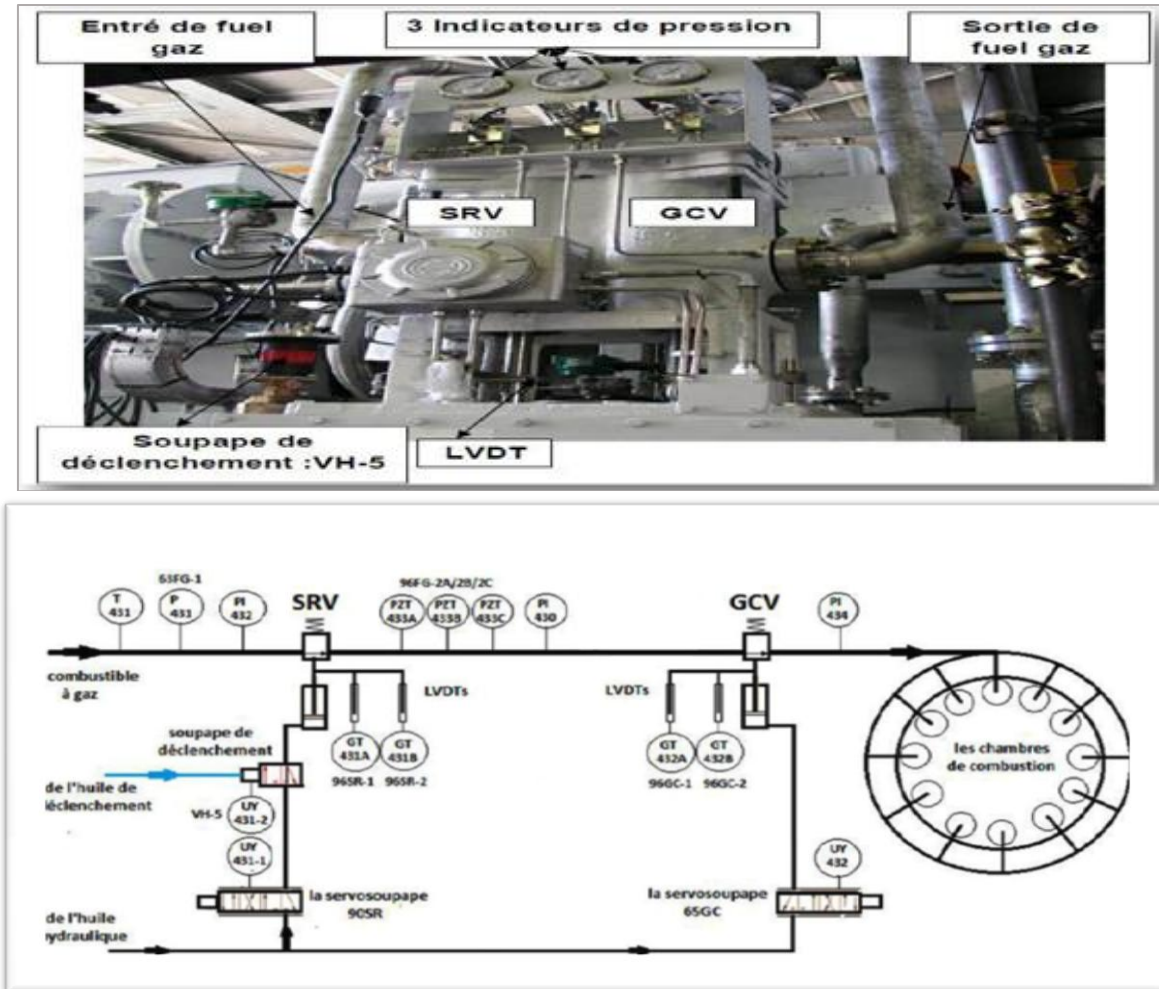


Figure II.19 : système de gaz combustible.

Equipements

- Une soupape de déclenchement VH-5.
- Deux servo-soupape de réglage 90SR et 65GC.
- Quatre LVDT (96SR-1,2/ 96GC-1,2) pour capter la position de SRV et GCV.
- Trois transmetteurs de pression (96FG-2A, 2B, 2C) pour capter la pression entre SRV et GCV.
- Trois manomètres (PI-8, 9, 10) pour lire la pression localement.
- Un pressostat (63FG-1 P) pour signaler la chute de pression au système de contrôle.

- Un capteur de température (63FG-1 T) pour capter la température de gaz. [6]

3. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air ambiant et l'air d'extraction en provenance du compresseur à flux axial de la turbine servent à refroidir certaines pièces de la turbine et à pressuriser les étanchéités des paliers. L'air d'extraction se compose de l'air de fuite des joints d'air haute pression du compresseur, de l'air de refoulement du compresseur et de l'air d'extraction du dixième étage de compression.

Les éléments refroidis sont les suivants :

- Roues de premier et deuxième étage.
- Ensemble de la directrice de premier étage.
- Carter du rotor de la turbine.
- Support du cadre d'échappement.
- Les tubes de flamme des chambres de combustible. [4]

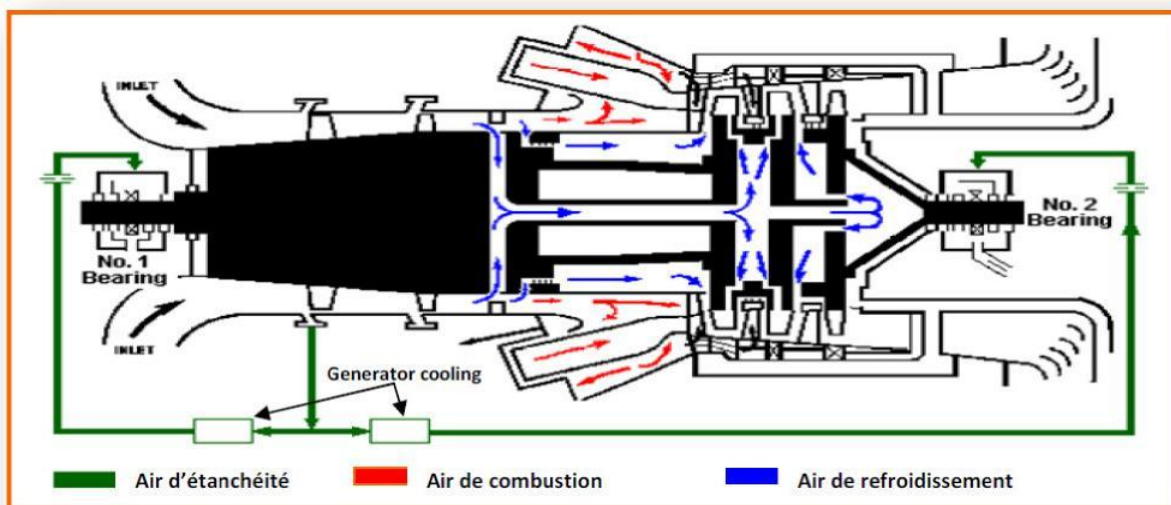


Figure II.20 : système de refroidissement et d'étanchéité.

4. Système d'huile de graissage

La lubrification de la turbine est assurée par un système d'huile sous pression en boucle fermée comprenant, un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), des filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné. [3], [4]

Le système d'huile de graissage comporte trois pompes :

4.1. Pompe principale

C'est une pompe volumétrique, montée et entraînée par le réducteur auxiliaire.

Elle pompe l'huile de graissage du réservoir vers les différents points de graissage de l'installation durant la marche normale. [5]

4.2. Pompe auxiliaire

La pompe auxiliaire pour l'huile de graissage est du type vertical à un seul étage et une seule aspiration, fonctionnant en centrifuge et entraînée par un moteur CA. Elle sert à fournir la pression d'huile lors du lancement et de la mise à l'arrêt de la turbine, alors que la pompe principale ne fournit pas une pression suffisante pour la sécurité du fonctionnement à des vitesses inférieures à 80 % de la vitesse nominale de la turbine. [3]

4.3. Pompe de secours

La pompe de secours pour l'huile de graissage est également une pompe du type verticale, submergé, à un seul étage et à une seule section, fonctionnant en centrifuge : toute fois, elle est entraînée par un moteur CC. [3]

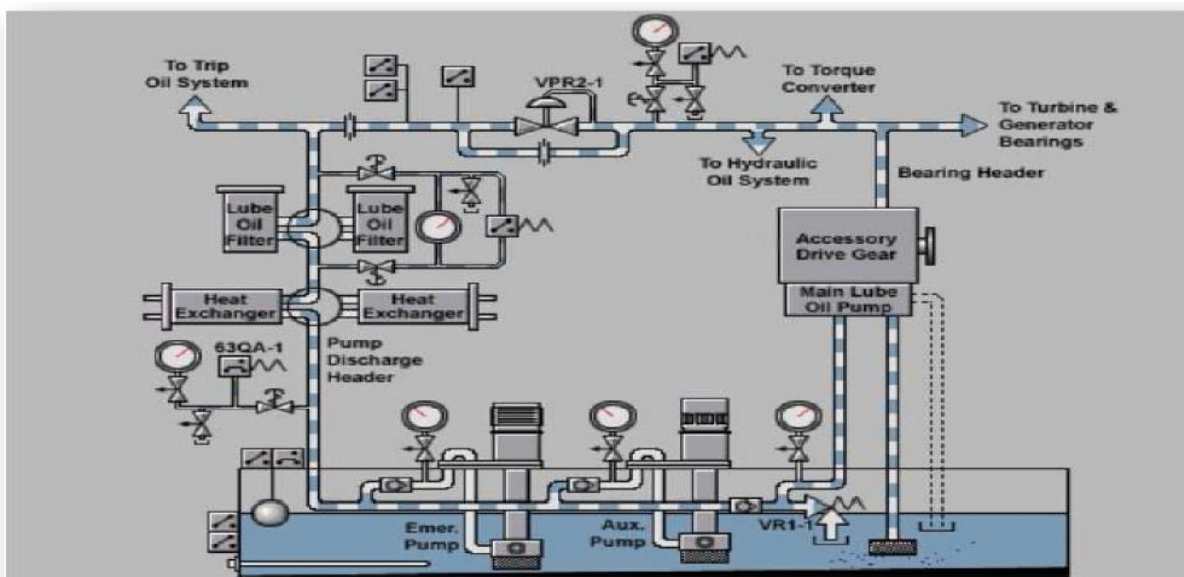


Figure II.21 : système d'huile de graissage

5. Système hydraulique

Les fonctions principales de ce système est l'alimentation de fluide hydraulique pour la commande de position de la vanne de commande de combustible, de la vanne d'arrêt-rapport de vitesse, de la directrice du deuxième étage (nozzles), le fonctionnement du système

de déclenchement de la turbine à gaz, et la mise en prise de l'embrayage de lancement. La description de ce système est divisée en trois parties: [3]

5.1. Système d'alimentation

Il fournit de l'huile haute pression au système hydraulique, il fait monter la pression de l'huile de graissage à environ 84 bar, avec filtration de l'huile utilisé par les vannes d'asservissement, il comprend également les dispositifs de protection de la turbine en cas de pression insuffisante dans le système hydraulique pour maintenir les fonctions de commande essentielles. [3]

5.2. Système de déclenchement hydraulique

Il forme l'interface primaire de protection entre le tableau de commande de la turbine et les composants installés sur la turbine admettant ou coupant l'arrivée du combustible à la turbine, ce système sert également à ouvrir les directrices lors des séquences normales de lancement et de mise la turbine à l'arrêt. [3]

5.3. Système d'huile de commande

Il remplit deux fonctions de commande: position des nozzles, et position de la vanne combinée de combustible gazeux et d'arrêt-rapport de vitesse. Les composants principaux de ce système sont les suivants : [3]

a) Déclenchements de survitesse

Ces déclenchements de type mécanique fonctionnent conjointement avec les masses de déclenchement de survitesse de l'arbre HP et BP. Quand ces mécanismes entrent en action, ils provoquent une chute rapide de pression dans le système d'huile de commande, produisant la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible et l'ouverture des directrices. [3]

b) Vanne de décharge

La vanne actionnée par solénoïde avec ressort de rappel 20HD est utilisée pour commander le système d'huile de commande à partir d'un signal provenant du circuit principale de protection de commande, la vanne est sous tension quand la turbine est en marche. Elle produit le déclenchement de la turbine de façon semblable à qui a été décrit ci-dessus pour le déclenchement de survitesse. [3]

c) Orifice d'entrée

Elle est installée dans la tuyauterie allant du distributeur d'alimentation des paliers au système d'huile de commande. Son diamètre est choisi de façon à limiter le débit d'huile vers le système de l'huile de commande, assurant ainsi une capacité adéquate pour tous les

dispositifs de déclenchement, tout en évitant un manque d'alimentation du système de graissage quand le système d'huile de commande déclenche. [3]

d) Contact manométrique

Il est prévu pour envoyer un signal électrique au système de commande SPEEDTRONIC et assurer le déclenchement de la turbine au cas où la pression deviendrait insuffisante dans le système d'huile de commande. [3]

6. Système de protection de la turbine à gaz

6.1. Protection de vitesse

Le mécanisme de déclenchement de survitesse est un dispositif qui conjointement avec l'ensemble de la masse de survitesse, donne un moyen mécanique pour mettre la turbine à l'arrêt automatiquement quand la vitesse de l'arbre atteint une vitesse de déclenchement spécifiée.

Le mécanisme de déclenchement de survitesse est un ensemble hydraulique. Il comprend une vanne hydraulique pilote, qui ouvre une lumière de décharge quand elle se trouve en position déclenchement, reliant ainsi le système de déclenchement hydraulique à la vidange, la vanne hydraulique pilote est munie d'un ressort de rappel, et elle est maintenue en position armée par une gâchette fermant la lumière de vidange. De cette façon, les autres dispositifs du système de déclenchement hydraulique peuvent contrôler la pression dans ce système. Quand la masse de survitesse se déplace, elle vient frapper la gâchette qui débloque la vanne hydraulique pilote, cette vanne se met en position de décharge très rapidement sous effet de son ressort. La pression du système de déclenchement hydraulique tombe rapidement ce qui fait que la vanne d'arrêt de combustible et les autres dispositifs du système de protection se ferme et mettent la turbine à l'arrêt.

Le contact électrique monté sur le mécanisme de déclenchement est également actionné quand la vanne hydraulique pilote se met en position de déclenchement. Ce contact met en route la mise à l'arrêt de la turbine par voie électrique au moyen du tableau de commande de la turbine tout en déchargeant simultanément la pression du système de déclenchement hydraulique au moyen d'électrovanne 20 HD. Cette décharge de pression du système par voie électrique est en redondance avec la décharge par voie mécanique à l'aide de la vanne pilote.

La masse de survitesse (plongeur) est réalisé de telle sorte que son centre de gravité soit décentré par rapport à l'axe de rotation. Elle est soumise à la force d'un ressort qui est

supérieurs à la force centrifuge jusqu'à ce que la vitesse de consigne de déclenchement soit atteints, la force centrifuge agissent sur la masse devient supérieur à la force du ressort de rappel, ce déséquilibre provoque le déplacement très rapide de la masse sur toute sa course, elle vient frapper la gâchette du mécanisme de déclenchement de survitesse mettant en route la mise à l'arrêt de la turbine par survitesse.

Le groupe peut également être déclenché par voie électronique si une survitesse se produit. Des détecteurs constitués par des capteurs magnétiques à niveau de sortie élevé sont utilisés à cet effet. Ils sont réalisés avec un aimant permanent entouré d'une bobine et enfermé dans une gaine en acier avec un connecteur à l'arrière. Une roue dentée comportant 60 dents est incorporée à l'arbre de la turbine et forme le rotor d'un alternateur à induction. Cette roue dentée agit sur quatre capteurs indépendants. La variation de flux magnétique induit un courant alternatif dans la bobine, proportionnel au changement de flux déterminé par la vitesse de la turbine et dépendant de la distance entre le capteur et la roue dentée, il y a deux voies en redondance, chacune ayant sa propre redondance.

Un signal de déclenchement est émis si une des conditions se produit :

- ✓ Le point de consigne de déclenchement est atteint ou dépassé.
- ✓ Le signal CA du détecteur est trop élevé (capteur trop près de la roue).
- ✓ Capteurs en court-circuit ou en circuit ouvert.
- ✓ panne d'alimentation des cartes de circuit correspondances.

Quand le système électronique de survitesse détecte une condition de déclenchement, les circuits coupent l'alimentation de la vanne hydraulique de décharge, ce qui fait communiquer le circuit d'huile de déclenchement hydraulique et la décharge, provoquant la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible. Avec son alimentation en combustion coupée, la machine s'arrête. [3]

6.2. Protection contre excès de température

Deux canaux de déclenchement d'excès de température sont installés indépendants l'un à l'autre, chacun comprenant un amplificateur de thermocouple et un circuit de déclenchement à seuil de niveau. Les amplificateurs reçoivent leurs signaux provenant de thermocouples installés dans le caisson d'échappement de la turbine. Le signal de sortie de l'amplificateur de thermocouple attaque un système détecteur de niveau dont le seuil de déclenchement est réglable, en vue de déclencher la turbine quand la température maximale admissible à l'échappement est atteinte. Quand le système d'excès de température détecte une

condition de déclenchement, les circuits coupent l'alimentation de la vanne hydraulique de décharge, provoquant ainsi la fermeture de la vanne d'arrêt de combustible et mettant la turbine à l'arrêt de ce fait. [3]

6.3. Protection contre les vibrations

La protection contre les vibrations est généralement assurée par des capteurs de vitesse, deux sur la turbine à gaz, et un sur la charge entraînée. Les transmetteurs de ces capteurs produisent un signal proportionnel à la vitesse de la vibration. Le système de déclenchement est réglé par un point de consigne spécifié par les spécifications de la commande. Au cas où il se produirait un circuit ouvert, un court-circuit ou un point de masse dans l'un des trois canaux indépendant, une alarme est émise, mais le groupe peut rester en marche. Une carte d'étalonnage est fournie afin de régler et de vérifier chaque canal. [3]

6.4. Protection de flamme

Quatre détecteurs de flamme sont utilisés dans la séquence de lancement et pendant le fonctionnement normal de la turbine à gaz. Pendant le lancement, dès qu'un détecteur de chaque côté de la turbine détecte la flamme, la séquence de lancement poursuit. En cas de défaillance d'un détecteur, une alarme est émise, le groupe peut rester en marche. Les détecteurs de flamme sont de type sensible aux rayons ultra-violet. Ils sont constitués par deux électrodes de tungstène enfermés dans une enveloppe de quartz ou de borosilicate contenant de l'hydrogène sous basse pression. La haute tension appliquée entre les électrodes produit une décharge d'effluves si un rayonnement ultra-violet est présent. Sinon, il ne se produit pas de décharge, et aucun courant ne passe dans le tube. Ce système permet de bloquer la séquence de lancement s'il n'y a pas de flamme, et de mettre la turbine à l'arrêt en cas de perte de flamme en cours de fonctionnement.

6.5. Dispositif d'anti-pompage

Le pompage est marqué par la rupture complète de l'écoulement continu à travers le compresseur axial et résulte en larges oscillations de débit avec le temps ce qui ferait des endommagements importants sur les organes mécaniques

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliqués :

a) Débit entrant réglable (variable) : En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de

limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

b) Vanne anti-pompasse (VAP): Un piquage au niveau du 10^{ème} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement). [5]

7. Système d'extincteur au gaz carbonique CO₂

Le système de protection contre l'incendie à dioxyde de carbone CO₂ de l'unité turbine à gaz éteint les incendies en diminuant le contenu d'oxygène de l'air dans le compartiment à 21 % au moins de 15 % normal atmosphérique, une concentration insuffisante pour supporter la combustion. Pour réduire le contenu d'oxygène, une quantité de dioxyde de carbone CO₂ égale ou plus haut que 34 % du volume de compartiment est refoulée dans le compartiment dans une minute et exposés à la haute température de métal assure un refoulement prolongé pour maintenir une concentration d'extinction pour une période de temps plus long pour minimiser la possibilité d'une condition d'allumage. La mise en action du système provoque également le déclenchement de la turbine. Le mécanisme de décharge ouvrant les bouteilles de gaz carbonique est installé avec le groupe des bouteilles. Il est actionné automatiquement par un signal électrique provenant de détecteurs d'incendie sensible à la chaleur et installés à des emplacements judicieux dans les divers compartiments du groupe. Le système peut également être actionné manuellement en cas de panne d'électricité. [3]

8. Système de déclenchement

Tous les signaux de déclenchement (TRIP) de la turbine sont regroupés en un seul signal (contact logique) appelé L4T. L'activation de n'importe quel signal de déclenchement va engendrer l'activation du contact L4T qui à son tour va donner l'ordre au système de contrôle pour ouvrir l'électrovanne 20HD qui va couper le fuel gaz à partir de la vanne SRV et arrêter la turbine. Lors d'un déclenchement, l'alimentation en huile d'arrêt est mise à la vidange par l'électrovanne 20HD ou les survitesses mécaniques HP et BP ce qui provoque l'ouverture des aubes variables.

Les éléments qui permettent la décharge de l'huile d'arrêt sont :

- ✓ Electrovanne de décharge 20HD.
- ✓ Survitesse mécanique (HP/BP).

✓ Vanne de décharge manuelle.

Donc cette huile est la clé de déverrouillage de toutes les protections. [6]

9. Commande SPEEDTRONIC MARK VI

Le système de contrôle MARK VI représente la 3^{ème} génération des commandes à redondance triple basé sur microprocesseur. Ce système de commande est la réalisation numérique des techniques automatiques apprises et affinées au cours des quarante dernières années. MARK VI SPEEDTRONIC est un système de régulation dédié aux turbines à gaz et à vapeur. Il contient un certain nombre de systèmes, de commandes, protections et séquentiel conçus pour assurer un fonctionnement fiable et sûr de la turbine à gaz. [6]



Figure II.22 : Commande SPEEDTRONIC MARK VI

III. Les méthodes d'amélioration Des turbines à gaz

III.1. Introduction

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie est réduite quand la densité de l'air est réduite, et par conséquent le débit massique d'air, diminue à température ambiante ou humidité élevée [1]. De plus, une humidité élevée augmente la consommation de la chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite approximativement de 0,5 à 0,9% [1]. Par conséquent, des refroidisseurs évaporatif ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz consisterait à refroidir l'air d'admission des compresseurs des turbines, ou

bien utilisé un système d'injection d'air sec ou d'air humide pour compensé le débit d'air perdue à cause de l'augmentation de la température ambiante.

III.2.Note historique sur le développement des turbines à gaz MS5002

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société Suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans Von Ohain a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service.

Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique.

Voire le tableau annexe 3 qui montrent l'historique des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970 (le modèle sur lequel on a effectué notre étude) [2]

III.3. Technique d'amélioration des turbines à gaz

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [13].

III.3.1. Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure (III.1).est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) figure (III.1). et le rendement du cycle augmente [13].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température

à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

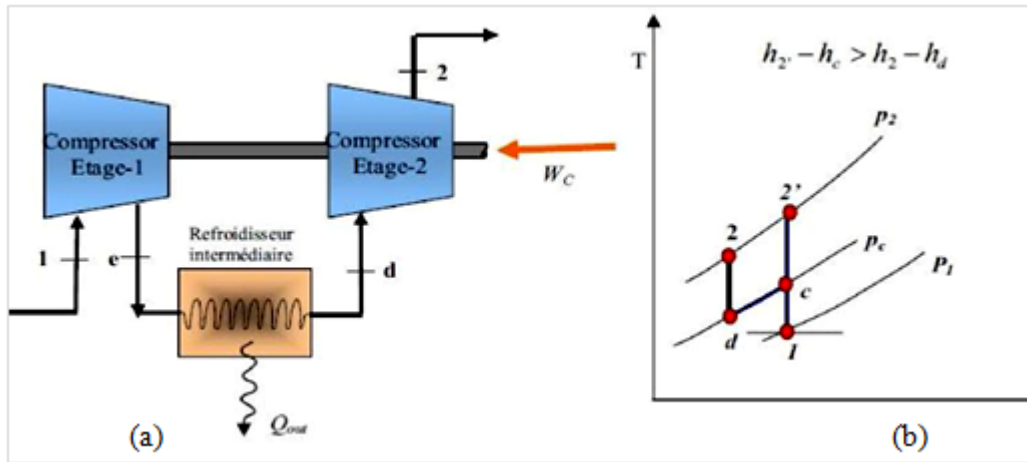


Figure III.1: a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur.
 b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

III.3.2. Réchauffage inter-turbines de détente

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion supplémentaire est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme indique le circuit du fluide moteur de la figure (III.2). Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HP), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage, et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire [13].

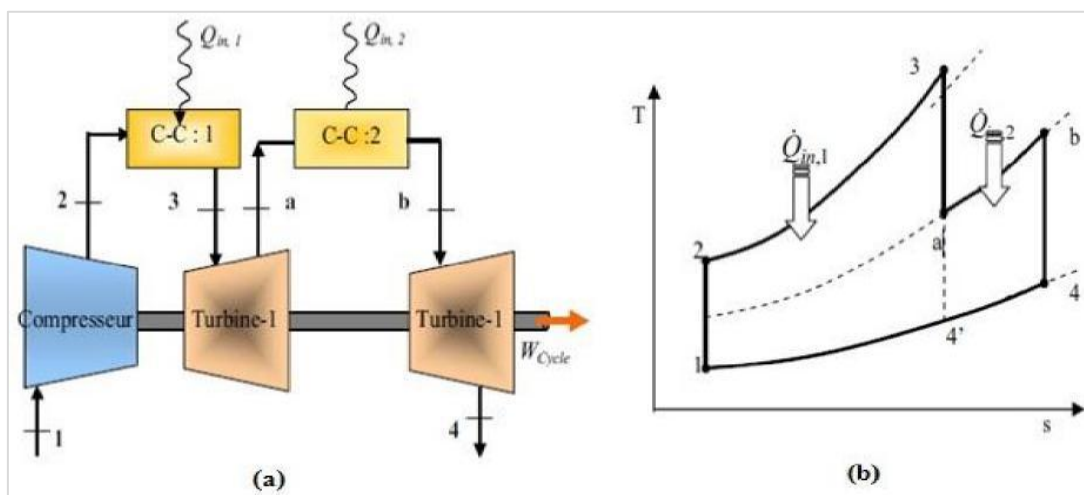


Figure III.2: a)- Installation avec réchauffage de la turbine.
 b)- Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine.

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparée à un Cycle simple.

En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffe obtenue si les taux de compression pour les turbines à haute et à basse pression sont supposés égaux. Ils ont prouvé que, les taux de compression égaux mènent à un travail net spécifique maximum, dans cette condition le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute pression augmente le rendement mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie. Le travail de la turbine peut être augmenté en employant le réchauffage.

Le rendement d'un cycle de réchauffage n'est pas nécessairement plus haut quand la chaleur additionnelle est ajoutée entre les états a et b figure (III.2).

III.3.3. Régénération (cycle de récupération)

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Baryton, T_4 est souvent plus haute que T_2 et l'addition de chaleur est de 2 à 3 figures (III.3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [13].

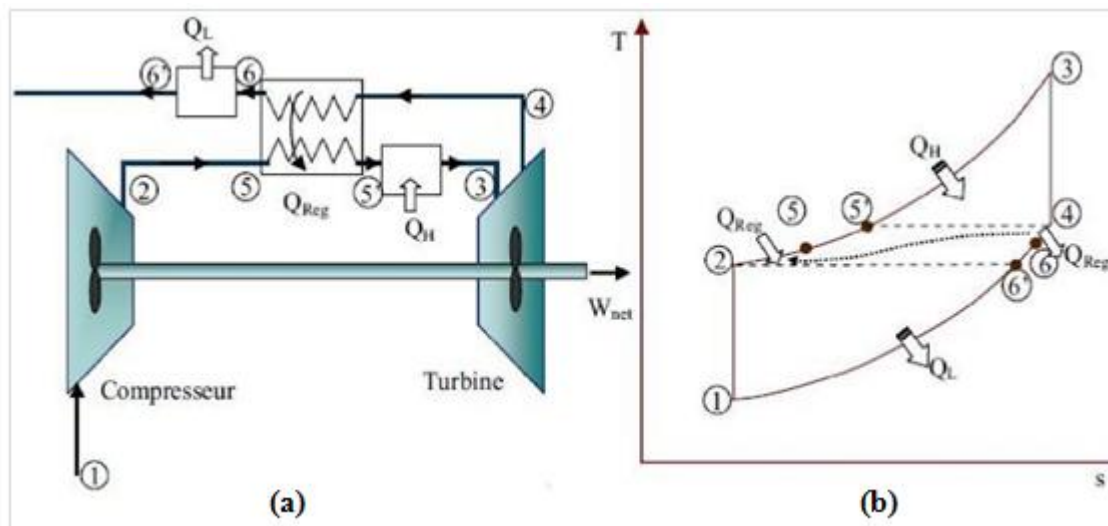


Figure III.3: a)-Installation avec la régénération.

b)- Cycle de Brayton avec la régénération.

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

En année 2007, Kadi et col [24] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions

environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

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

III.3.4. Injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine

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

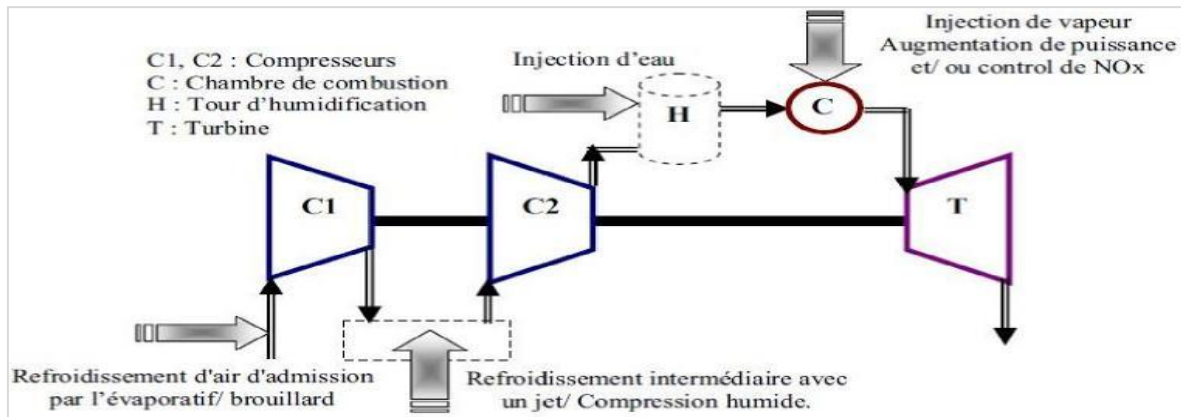


Figure III.4: Différentes configurations d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple

Parmi les méthodes de l'injection de masse de fluide dans le circuit de la turbine à gaz l'injection de vapeur dans la chambre de combustion la plus utilisée, La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Génération) représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par

Le générateur de vapeur (HRSG) est injecté dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et toutes les deux se Détendent à L'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine.

Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur, la puissance net produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée qui est presque double de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute. Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz.

En année 2004, Wang et al [11] étudie un cycle simple de Frame 7B GENSET de Tai power (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52 à 85 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37 %.

III.3.5. Système de refroidissement d'air d'admission

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

III.3.5.1. Système de Refroidissement par absorption

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

La réfrigération à absorption activée par la chaleur d'échappement des turbines à gaz, la figure (III.5). illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H₂O-LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H₂O) et Fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération à absorption Nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir.

Durant les périodes creuses de charge de refroidissement d'air d'admission, la capacité de refroidissement résiduelle pourrait servir à d'autres applications de refroidissement, telles que la climatisation, le refroidissement du condenseur de turbines à vapeur, et le sous-refroidissement du réfrigérant à la sortie du condenseur de réfrigérateurs de compression [12].

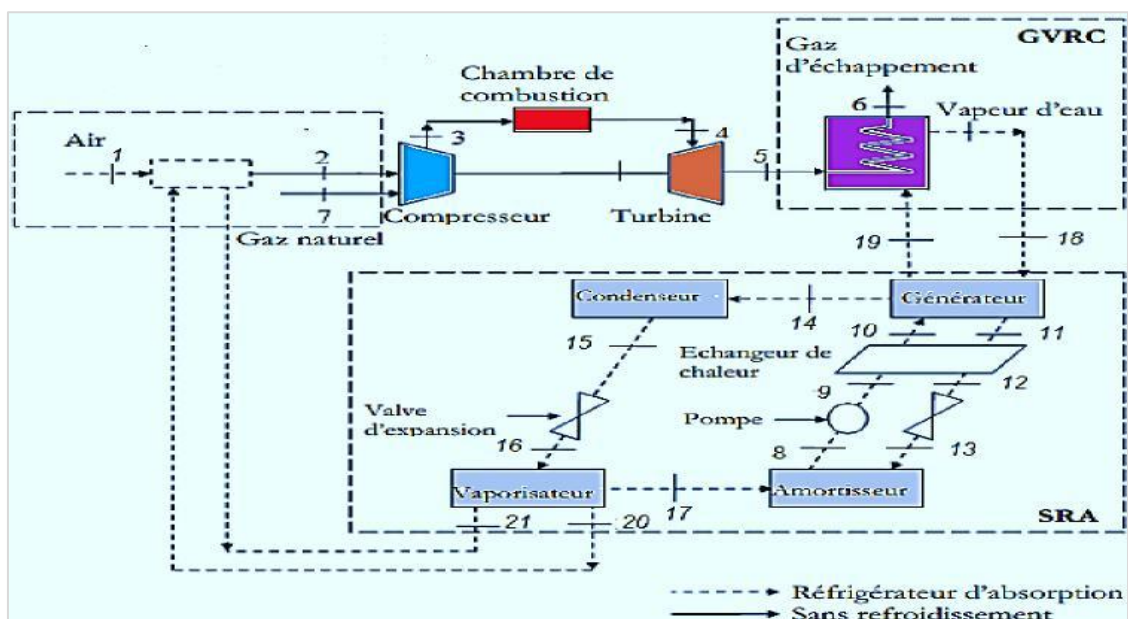


Figure III. 5 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H₂O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.

Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que

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

Et certains inconvénients tels que

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

III.3.5.2. Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system)

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [50]

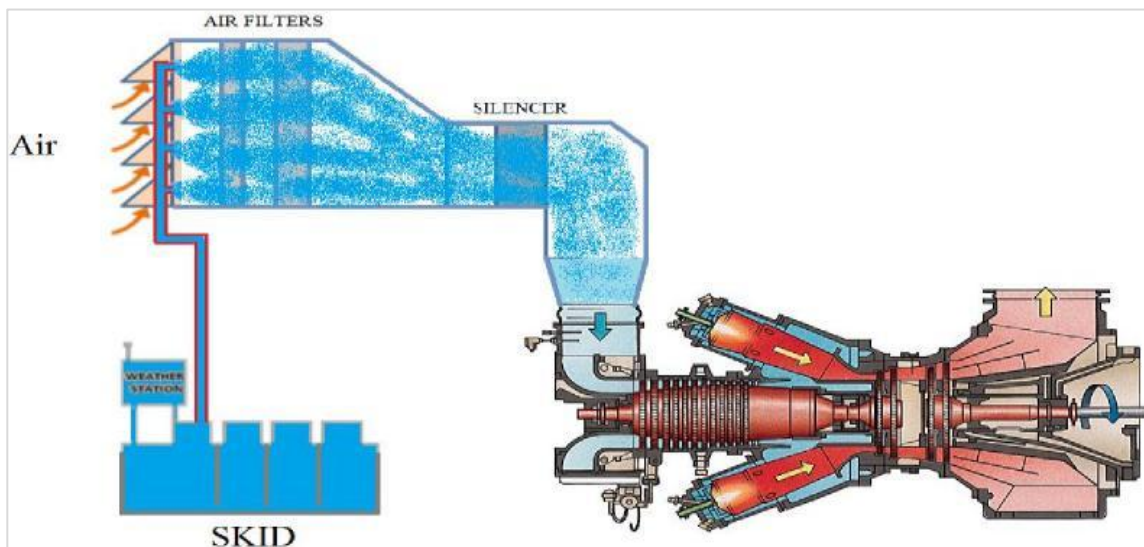


Figure III.6: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.

Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que

- Bas coût d'exploitation et de maintenance.
- Installation facile.

- Bas coût d'investissement.
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.

Et certains inconvénients

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

III.3.5.3. Système de refroidissement par réfrigération mécanique

Dans ce système la chaleur est prélevée par l'utilisation d'un échangeur de chaleur où un fluide plus froid absorbe la chaleur de l'air, ce qui résulte à son refroidissement. Le cycle thermodynamique de référence est réalisé dans une machine frigorifique à compression, elle est représentée dans la figure (III.7).

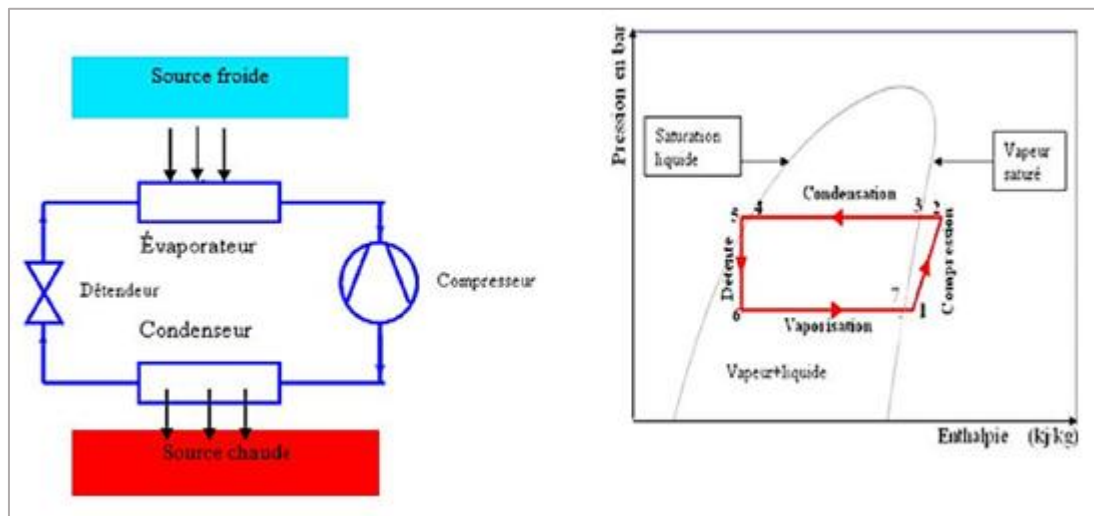


Figure III.7 : a)- Cycle bas d'une machine frigorifique par compression composants.
b)- le cycle Thermodynamique

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

a-Refroidissement par réfrigération mécanique direct : Lucia et col. [44] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la turbine à gaz d'une centrale avec et sans un système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur la figure 6, elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de Turbine à gaz ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées. Avec la solution couplée, les deux types de systèmes de Refroidissement ont été utilisés ensemble, malgré l'augmentation du coût de l'usine. Ils ont conclu que, dans le climat italien, la puissance de sortie de la turbine peut augmenter de 18 à 19%, si l'entrée d'air du compresseur est refroidie à 10°C. L'énergie encore plus grande et les avantages économiques peuvent être envisagés pour les sites où les températures moyennes sont relativement plus élevées.

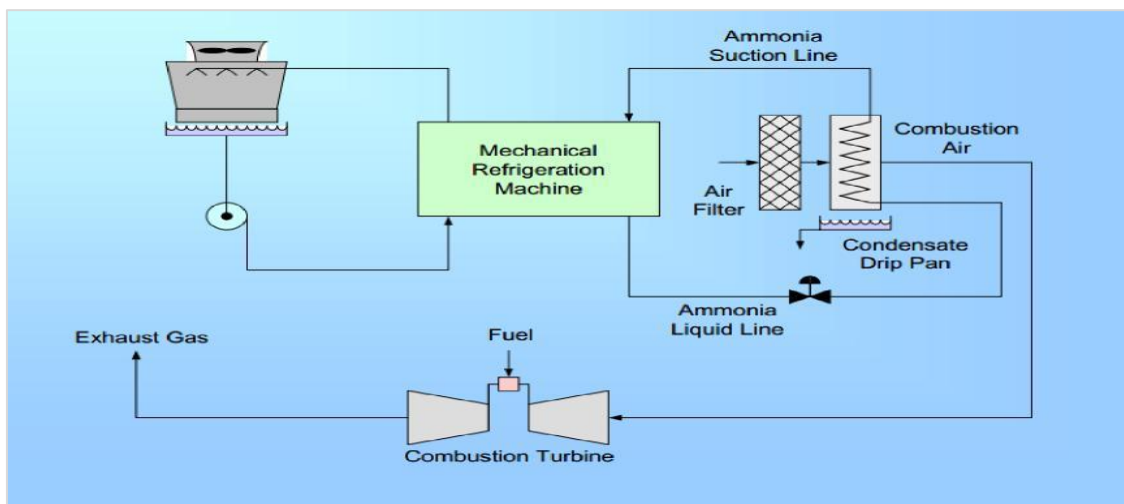


Figure III.8: Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique direct.

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

Ses inconvénients sont

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

b-Refroidissement par réfrigération mécanique indirect : Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur. Ondryas et col [16] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de Réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac. La figure 3.9 montre un schéma de la turbine à gaz avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ».

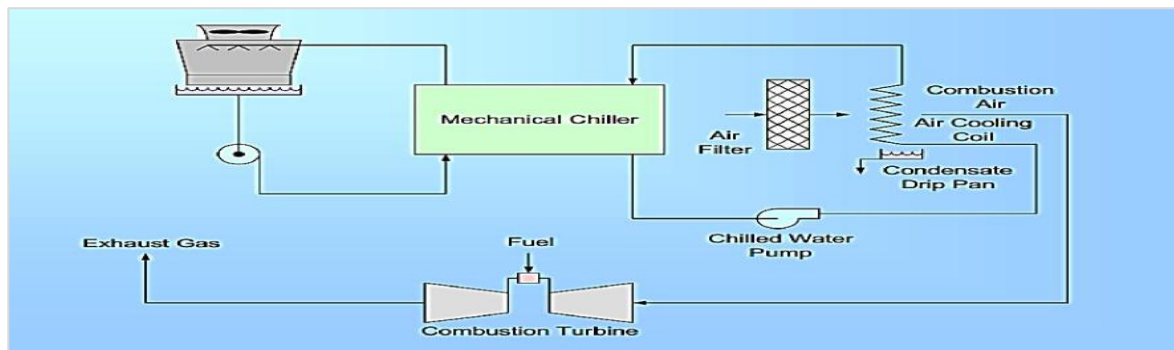


Figure III.9: Disposition schématique de refroidissement par réfrigération mécanique indirect.

Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des turbine à gaz, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [19].

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 kW / MWGT, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [10].

Les avantages du système de réfrigération mécanique indirect

- Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.
- N'influence pas par le bulbe humide du site.

Ses inconvénients sont

- Coût d'investissement initial élevé.
- Coût élevé d'exploitation et maintenance.

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

III.3.5.4. Système de réfrigération mécanique avec stockage

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

Stockage de la glace : La glace est fabriquée par un groupe frigorifique à compression et stockée dans un réservoir figure (III.10), ensuite l'eau passe par le réservoir et sera refroidie et transporte ce froid à l'air de combustion par un échangeur de chaleur, La glace fabriquée la nuit où la demande est faible est exploitée le jour lorsque la demande atteint le pic.

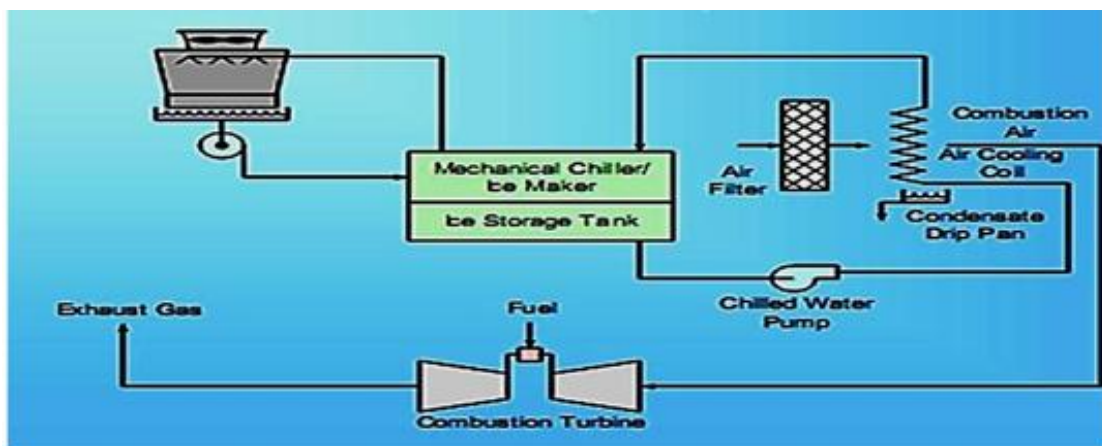


Figure III.10: Système de réfrigération mécanique avec stockage de glace

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

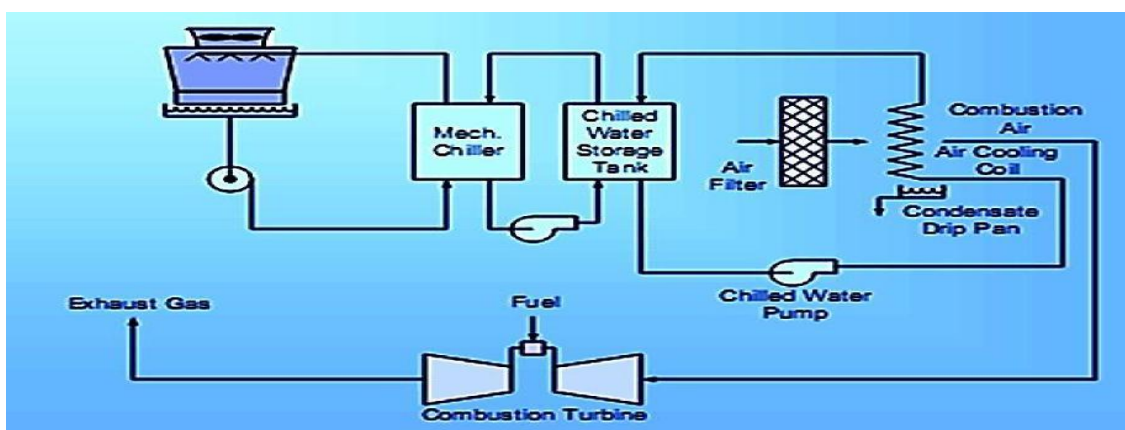


Figure III.11: Système de réfrigération mécanique avec stockage d'eau froide

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

- Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation et le système de brouillard.
- Pas très sensible à la température ambiante.
- Peut utiliser les tarifs de nuit pour produire et stocker des heures de pointe pour les heures de pointe.

Ses inconvénients sont

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

III.3.5.5. Système de refroidissement évaporatif

Le refroidissement par évaporation augmente suffisamment la puissance de la turbine, le principe de ce système est basé sur le fait que l'évaporation d'un liquide absorbe bien plus de chaleur que la quantité requise pour faire augmenter sa température de quelques degrés, Les principaux procédés de refroidissement évaporatif sont le refroidissement évaporatif direct, le refroidissement indirect et La combinaison des deux [21].

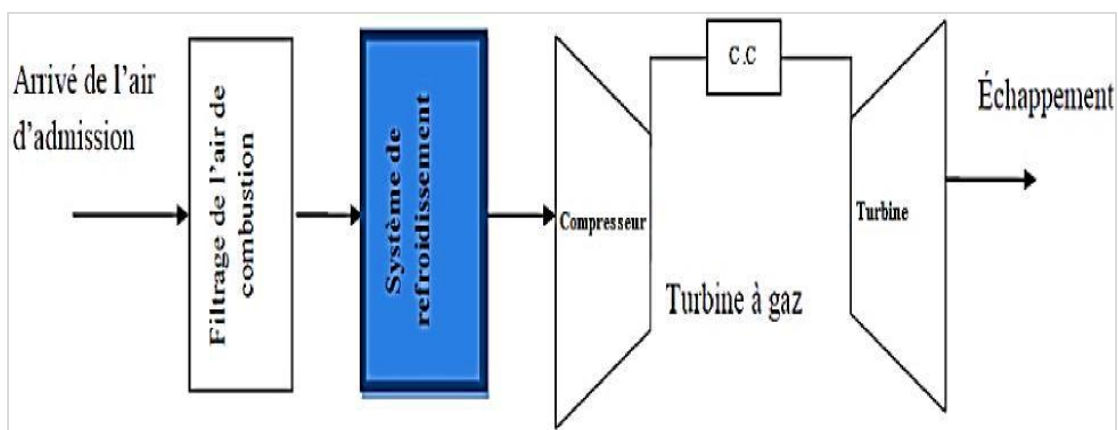


Figure III.12: Disposition schématique de refroidissement évaporatif.

Le refroidissement évaporatif fait appel à deux phénomènes importants. D'une part, à température et pression normales, il faut environ 60 fois plus de chaleur pour évaporer une certaine quantité d'eau que pour élever sa température de 10 °C. D'autre part, l'air non saturé en humidité peut absorber une certaine quantité de vapeur d'eau supplémentaire, la chaleur contenue dans l'air

est absorbée par l'évaporation d'eau. Ce changement d'état liquide-vapeur provoque simultanément le refroidissement de l'air et de l'eau encore liquide [11].

Refroidissement évaporatif direct : C'est le procédé le plus simple : l'air extérieur passe dans une enceinte où il entre en contact avec de l'eau. Celle-ci est fournie soit par un asperseur, sous forme de fines gouttelettes, soit par un milieu poreux saturé d'eau. L'eau s'évapore dans l'air, ce qui abaisse sa température et augmente son taux d'humidité. Les limitations pratiques des appareils font que l'on ne sature pas l'air à 100 %, mais à quelques pour cents de moins. Ce procédé est également appelé « refroidissement adiabatique » par les fabricants, car il n'y a pas d'échange de chaleur autre qu'entre l'air et l'eau avec laquelle il est en contact [11].

Refroidissement évaporatif indirect : Dans ce cas, l'air destiné à refroidir la pièce passe par un échangeur de chaleur qui est lui-même placé dans une enceinte refroidie par évaporation. Comme la quantité de vapeur d'eau dans cet air n'est pas augmentée, l'humidité relative augmente moins que lors du refroidissement direct, à abaissement de température égal. Du fait de la présence d'un échangeur dans le dispositif, l'abaissement de la température réalisé grâce à l'échangeur de chaleur est légèrement moindre qu'avec le refroidissement direct. [11]

Les avantages de système de refroidissement évaporatif sont

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

Ses inconvénients sont

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

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

En année 2004, Alhazmy et col [4] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de la turbine à gaz lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur (Figure 0.5). Le refroidissement de l'air de 3 à 15 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets à récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

En année 2005, Mohsen et col [25] ont étudié l'amélioration des performances d'une installation de la turbine à gaz et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps, ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la turbine à gaz de type ouvert indiqué dans la figure 0.7. Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation. Ils ont démontré que le refroidissement par évaporation est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%.

En année 2006, Majed et col [22] ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la turbine à gaz. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par pulvérisation d'eau (le fogging system). Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des turbines à gaz fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air, sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la turbine à gaz. Pour les températures ambiantes, de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%)

Avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de la turbine à gaz ABB-11D5 dans les conditions humides et

chaudes de Djeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation (fogging).

III.3.6. Système d'injection d'air

L'injection d'air est une solution pour améliorer les performances des turbines à gaz, cette technologie est utilisée pour restaurer la puissance qui est normalement perdue lorsque la température ambiante augmente ou à des altitudes plus élevées. Le système fonctionne en parallèle avec le compresseur de la turbine à gaz. Il injecte l'air pressurisé chaud dans l'enveloppe de combustion de la turbine à gaz où il se mélange au flux de sortie du compresseur avant la combustion [25].

Le système se compose d'un moteur à mouvement alternatif qui entraîne un compresseur inter-refroidi multi-étages. La chaleur d'échappement du moteur est utilisée dans un procédé de récupération pour chauffer l'air du compresseur [25]. Figure (III.13).

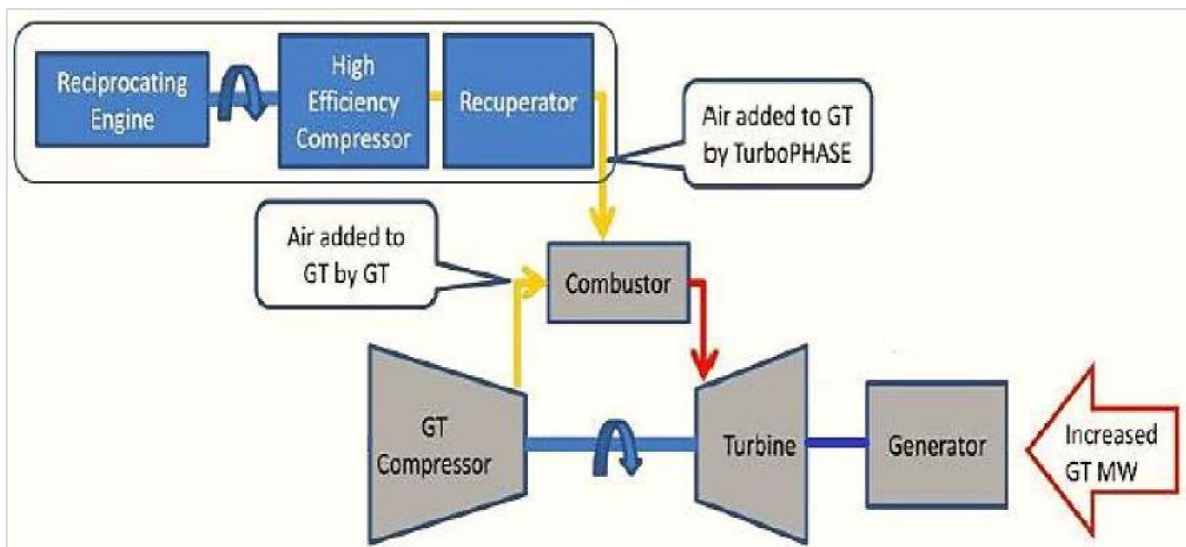


Figure III.13: Amélioration de cycle simple par injection d'air.

En année 2015, La société américaine Powerphase [25] a réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple amélioré par le système d'injection d'air (Turbophase), afin d'obtenir l'air et l'injecter dans le refoulement du compresseur axial (avant la chambre de combustion), en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection d'air en amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec l'injection d'air.

Powerphase a réussi à atteindre les objectifs de performance. Aux conditions trouvées de la turbine à gaz modèle GE MS-7001FA. Les calculs de performance montrent que chaque système d'injection (Turbophase) ajoute 4,25 MW c'est-à-dire cette installation de cinq (5) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 22,5MW. À 50 °C, cela entraîne une augmentation de la production de 19% et une amélioration de la consommation de combustible de 3,5%. Une installation de sept (7) turbines entraînerait une augmentation de sortie de 31,5MW. À 50 °C, cela entraîne une augmentation de la production de 26% et une amélioration la consommation de combustible de 5,0%. Figure (III.14).

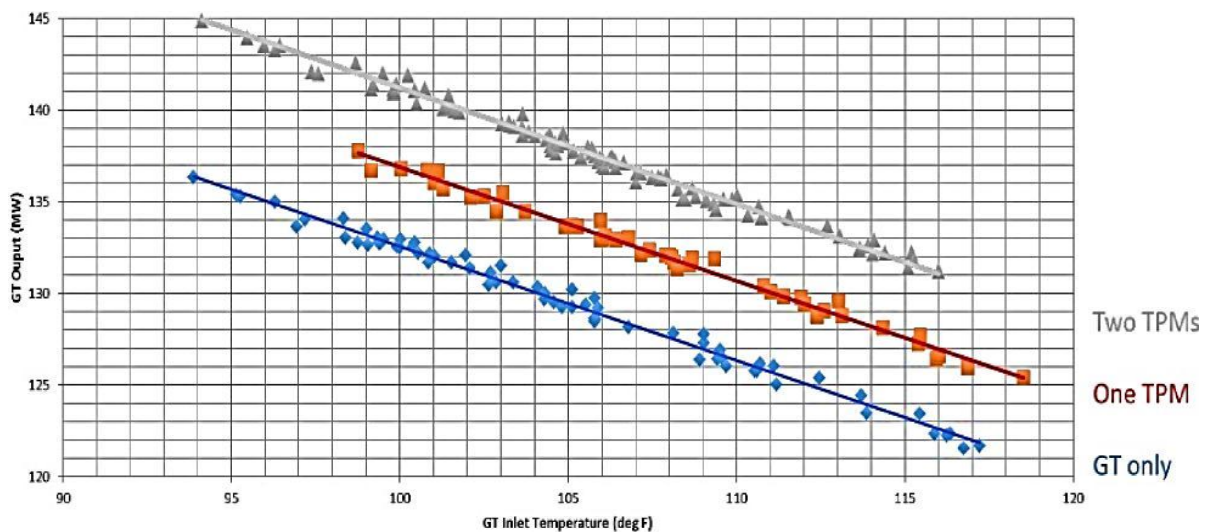


Figure III.14: Variation de la puissance de sortie d'une turbine avec et sans injection en fonction de la température ambiante.

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

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

de sauvegarder un des quatre autres compresseurs. Étant donné qu'ils sont externes au paquet, le système DAT peut être appliqué à toute turbine à gaz.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur l'historique de création et de développement de la turbine à gaz, sur l'installation de la turbine à gaz MS 5002C et sur quelques méthodologies utilisées dans l'industrie. Nous avons exposé des méthodes appliquées pour l'amélioration de l'efficacité dans des exemples réalisés, ainsi que la problématique de la diminution du rendement pendant les jours à température très élevée. Dans ce contexte, nous avons étudié les méthodes et les systèmes de refroidissement de l'air d'admission avant l'entrée dans le compresseur axial, aussi, nous avons présenté les différentes études expérimentales disponibles dans la littérature, et qui représentent les propriétés principales des Turbines à gaz et l'impact de la température ambiante et de l'humidité sur leur rendement global. Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des turbines à gaz et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser.

Chapitre II

Analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5002C

II. Analyse énergétique de cycle Simple de la turbine à gaz MS5002C	70
II.1. Introduction	70
II.2. Données du constructeur	70
II.3. Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur	71
II.4. Résultats de calcul	82
II.5. Conclusion	86

II. Analyse énergétique de cycle simple de la turbine à gaz MS5002C

II.1. Introduction

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation des machines (MS5002C) en utilisant les paramètres du site, et de permettre de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines, Le cycle thermodynamique de la machine réel (1, 2, 3,4,5) est représenté dans le diagramme (T, S) sur la figure II.2.

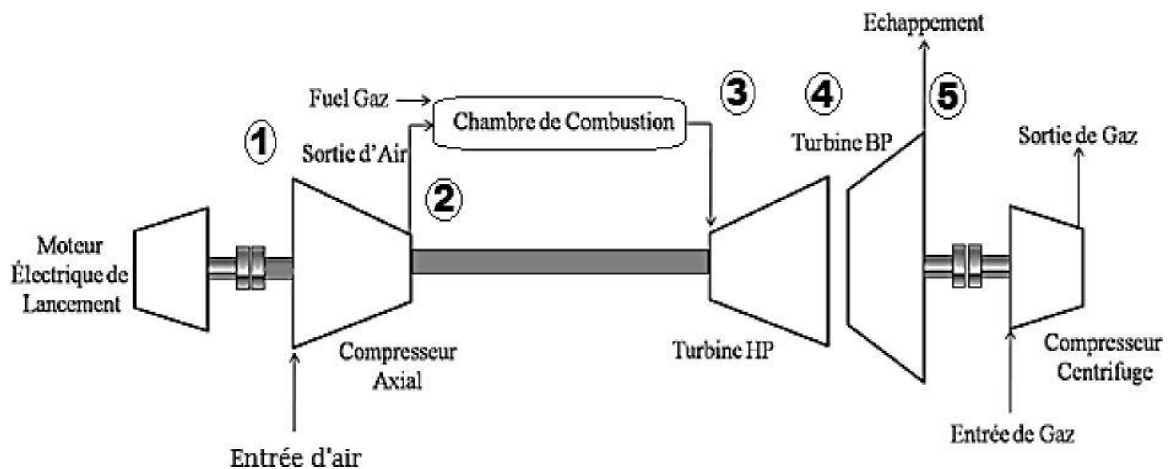


Figure II. 1 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres.

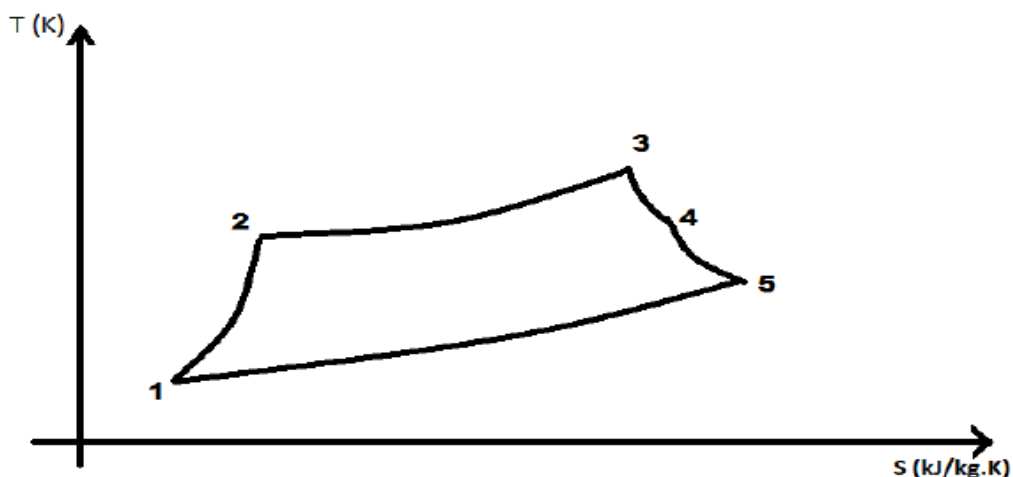


Figure II.2 : Cycle réel pour une turbine à gaz à deux arbres

II.2. Données du constructeur [20,21]

➤ Paramètres de l'air ambiant :

- Température de l'air ambiant : $T_1 = 288 \text{ K}$.

- Pression de l'air ambiant : $P_1 = 1.013 \text{ bar}$.

➤ **Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz**

- Taux de compression du compresseur axial : $\tau = 7$.
- Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic} = 0.87$.
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0.98$.
- Température à la chambre de combustion : T_3 varie entre 1100 K et 1300 K
- Rendement mécanique de la transmission compresseur-turbine : $\eta_{mc} = 0.96$.
- Rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{Ithp} = 0.88$.
- Vitesse de la turbine HP : $N = 5100 \text{ tr/mn}$.

➤ **Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance BP :**

- Rendement isentropique de la turbine BP : $\eta_{iTHP} = 0.88$.
- Puissance utile $P_u = 28 \text{ MW}$.
- Rendement mécanique de transmission turbine-compresseur (machine réceptrice) : $\eta_m = 0.98$
- Vitesse de rotation de la turbine BP : $N_{THP} = 4670 \text{ tr/mn}$.

➤ **Caractéristiques du fluide moteur :**

- Pouvoir calorifique du combustible : $PCI = 45333.64 \text{ kJ/kg}$.

➤ **Rendement thermique de l'ITG :**

- Rendement thermique : $\eta_{th} = 28\%$

➤ **Points particuliers du cycle de l'installation :**

- **0** : Entrée dans le filtre.
- **1** : Entrée du compresseur axial.
- **2** : Sortie du compresseur axial.
- **2c** : Entrée de la chambre de combustion.
- **3** : Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine HP.
- **4** : Sortie de la turbine HP.
- **4BP** : Entrée de la chambre de La turbine BP.
- **5** : sortie de la turbine BP.

II.3. Analyse thermodynamique à partir des données de constructeur (condition ISO)

II.3.1. Paramètres de l'air ambiant

➤ **Température de l'air ambiant :**

La température de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est :

$$T_{\text{amb}} = 288 \text{ K.}$$

➤ **Pression de l'air ambiant**

La pression de l'air ambiant dans les conditions ISO c'est : $P_{\text{amb}} = 1.013 \text{ bar.}$

II.3.2. Paramètres d'air après les filtres

➤ **Température après les filtres d'air (T_0)**

La température après les filtres d'air est la température ambiante :

$$T_0 = T_{\text{amb}} = 288 \text{ K} \dots\dots\dots(\text{II.1})$$

➤ **Pression après les filtres d'air (P_0) :**

La pression après les filtres d'air est exprimée par la formule suivante :

$$P_0 = P_{\text{atm}} \sigma_f \dots\dots\dots(\text{II.2})$$

σ_f : Coefficient de perte de pression à l'entrée des filtres d'air.

Coefficient de perte de pression du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude [36,38], $\sigma_f = 0.98$

➤ **Masse volumique de l'air à la sortie du filtre (ρ_0)**

La densité de l'air à la sortie du filtre est exprimée par la formule suivante :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r \cdot T_0} \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

$$r = \frac{R}{M_{\text{air}}} \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

II.3.3. Compresseur axial

➤ **Débit massique global d'air**

Débit massique global d'air en tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$Q_{\text{ma.asp}} = Q_{\text{v.asp}} \cdot \rho_{\text{air}} \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

Le débit volumique aspiré par la turbine est constant tel que [36]: $Q_{\text{v.asp}} = 104 \text{ m}^3/\text{s}$

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion :

$$Q_{ma} = Q_{ma,asp} - \acute{\epsilon} \cdot Q_{ma,asp} \dots\dots\dots (II.6)$$

ε : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine.

➤ **Pression à l'entrée de compresseur axial (P₁)**

La pression à l'entrée de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_c \dots\dots\dots (II.7)$$

Avec : $\Delta P_c = \Delta P_{c2} + \Delta P_{c3} \dots\dots\dots (II.8)$

D'après la référence [36,38] la perte de pression dans la conduite à l'entrée de compresseur axial

Est égale à : $\Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule

Suivante : $\Delta P = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{c_{1b}^2 - c_{1a}^2}{2} \dots\dots\dots (II.9)$

Où : η: Rendement du diffuseur.

C_{1a} et C_{1b} : vitesse à l'entrée et à la sortie du diffuseur.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique (M<1) d'après la référence [21] :

- La vitesse C_{1b} varie de 100à200 m/sec, Prenons : C_{1b} =100 m/sec.
- Le rendement du diffuseur varie de 0.85 à 0.95, Prenons :η = 0,9.

- **Température à l'entrée de compresseur axial (T₁)**

La température à l'entrée de compresseur axial c'est la même température T₀ :

$$T_1 = T_0 = 288 \text{ K}$$

- **Pression à la sortie de compresseur axial (P₂)**

La pression P₂ de la fin de compression est exprimée par la formule suivante :

$$P_2 = \tau \cdot P_1 \dots\dots\dots (II.10)$$

• **Température de la sortie de compresseur axial (T₂)**

La température de l'air à la sortie de compresseur axial T₂ est exprimée par la

formule suivante :
$$T_2 = \frac{T_1 \cdot \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_{is}} + T_1 \dots\dots\dots (II.11)$$

Variation de la chaleur spécifique de l'air (Cp_{air})

Par définition, La chaleur spécifique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de masse de 1°C.

La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la corrélation suivante [3] :

$$Cp_{air}(T) = a * T^4 - b * T^3 + c * T^2 - d * T + e \dots\dots (II.12)$$

Avec :

$$a = 1.9327 \cdot 10^{-10} \quad b = 7.9999 \cdot 10^{-7}$$

$$c = 1.1407 \cdot 10^{-3} \quad d = 4.4890 \cdot 10^{-1}$$

$$e = 1.0575 \cdot 10^3$$

➤ **Travail spécifique du compresseur axial (W_c)**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = Cp_{air} \cdot (T_2 - T_1) \dots\dots\dots (II.13)$$

➤ **Puissance du compresseur axial (Ṗ_c)**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c \cdot \frac{Q_{ma,asp}}{\eta_{mc}} \dots\dots\dots (II.14)$$

II.3.4. Chambre de combustion

➤ **Détermination de rapport air carburant (f)**

$$f = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustion}} = \frac{m_{air}}{m_c} \dots\dots\dots (II.15)$$

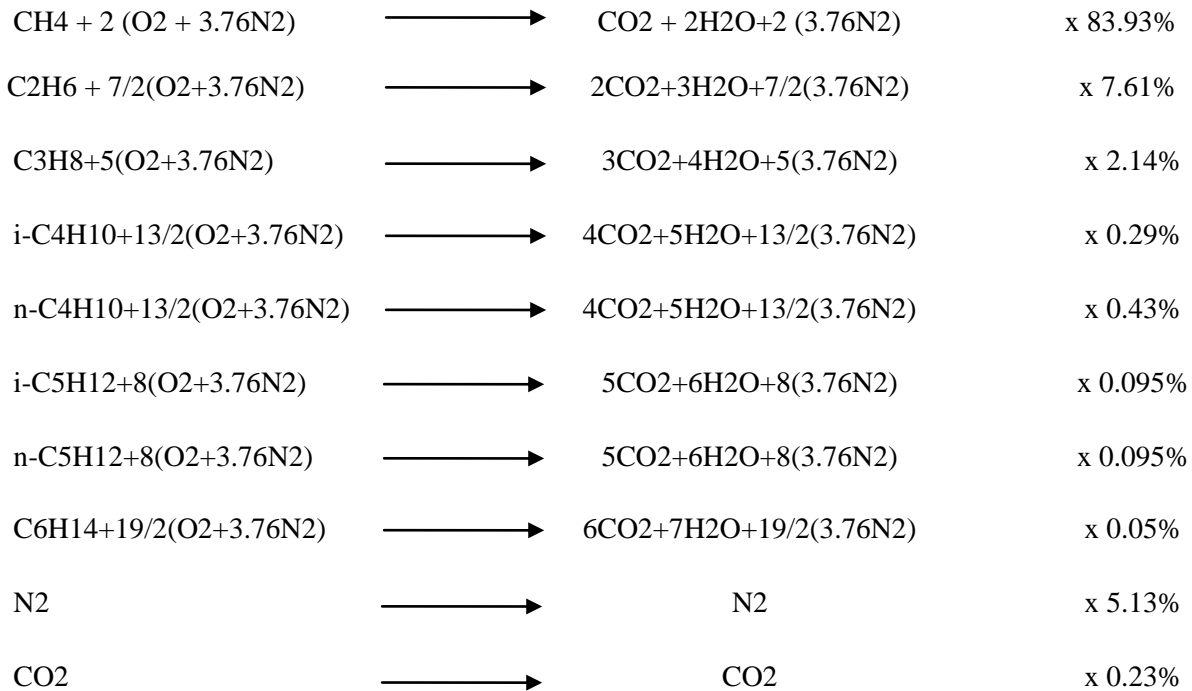
La masse stœchiométrique de l'air de combustion f est déterminée des réactions des différents composants du combustible. Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine De gaz HASSI R'MEL et dont la composition est présentée dans le tableau suivant [36,37] :

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse molaire partielle M_i (Kg/Kmole)	Fraction molaire N_i (%)
Azote	N2	N2	28.01	5.13
Dioxyde de carbone	CO2	CO2	44.01	0.23
Méthane	C1	CH4	16.04	83.93
Ethane	C2	C2H6	30.07	7.61
Propane	C3	C3H8	44.09	2.14
I-butane	I-C4	I-C4H10	58.12	0.29
N-butane	N-C4	N-C4H10	58.12	0.43
I-pentane	I-C5	I-C5H12	72.15	0.095
N-pentane	N-C5	N-C5H12	72.15	0.095
Hexane	C6	C6H14	86.17	0.05
Total	-	-	-	100

Tableau II.1 : Composition chimique de gaz de la région de Hassi R'mel.

➤ Réaction de combustion

La combustion provient de l'oxydation des différents composants du gaz naturel selon les réactions suivantes :



- **Quantité molaire d'air nécessaire est obtenue par**

Quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est $N_i : N_i = (m + n/4) \cdot X_i$

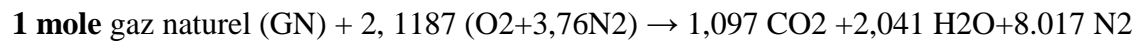
N_i : Quantité molaire d'oxygène nécessaire.

X_i : Fraction molaire du composant i du gaz.

$$N(O_2) = 2(0.8393) + 7/2 (0.0761) + 5(0.0214) + 13/2 (0.0029+0.0043) + 8 \cdot (0.0095+0.0095) + 19/2(0.0005)$$

$$N(O_2) = 2.1187 \text{ moles}$$

- **Réaction totale**



L'oxygène représente 21% de masse molaire de l'air.

$$N_{\text{air}} = \frac{N_{(O_2)}}{0,21} = \frac{2,11}{0,21} \dots\dots\dots (II.16)$$

$$N_{\text{air}} = 10.04 \text{ kmole air/kmole combustible}$$

Donc 1 kmole de gaz de combustible nécessite 10.04 kmole d'air

- **Masse molaire d'air**

$$M_{\text{air}} = 0,79MN_2 + 0,21MO_2 \dots\dots\dots (II.17)$$

$$M_{\text{air}} = 0,79 \cdot 28,013 + 0,21 \cdot 31,99 \dots\dots\dots (II.18)$$

$$M_{\text{air}} = 28,85 \text{ kg /kmole} \dots\dots\dots (II.19)$$

- **Masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible**

$$m_{\text{air}} = 10,04 \cdot 28,85 = 289,65 \text{ kg d'air /kmole combustible.}$$

- **Masse du combustible correspondante est**

$$m_c = \sum X_i \cdot M_i = 18,83 \text{ kg/kmole} \dots\dots\dots (II.20)$$

D'où le rapport stœchiométrique :

$$f = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}} = \frac{m_{\text{air}}}{m_c} \dots\dots\dots (II.21)$$

$$f = \frac{289,65}{18,83} = 15,38 \dots\dots\dots (II.22)$$

La masse d'air nécessaire à la combustion complète :

$$f = 15,38 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{comb}}$$

➤ **Coefficient d'excès d'air (λ_a)**

Faisant le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$PCI * \eta_{cc} = \lambda_a * f * C_{p_{air}(T_m)} * (T_3 - T_2) \dots\dots\dots (II.23)$$

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible η_{cc} :

Rendement de la chambre de combustion.

$C_{p_{air}(T_m)}$: Chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre les températures d'entrée T_2 et la température de sortie T_3 dans la chambre de combustion.

D'après le référence [21] le pouvoir calorifique de gaz de la région de Hassi R'mel :
 $PCI = 45333.64 \text{ kJ/kg}$

Généralement la valeur de la température de fin de combustion est supérieure à 1100 K et inférieure à 1300 K, Donc on prend la température moyenne de la fin de combustion

$T_3 = 1200 \text{ K}$ [21].

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{534,46 + 1200}{2} = 892.23 \text{ K} \dots\dots\dots (II.24)$$

D'après la corrélation de la chaleur spécifique d'air on trouve :

$$C_{p_{air}(T_m)} = 1,1193 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Et : } \lambda_a = \frac{PCI * \eta_{cc}}{f * C_{p_{air}(T_m)} * (T_3 - T_2)} \Rightarrow \lambda_a = \frac{45333,64 *}{15,38 * 1,193 * (1250 - 534,46)} \dots\dots\dots (II.25)$$

$$\text{Alors : } \lambda_a = 3,60 \approx 4$$

➤ **Débit de combustible q_{mc} :**

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f * \lambda_a} \dots\dots\dots (II.26)$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible

• **Pression à l'entrée de la chambre de combustion (P_{2c})**

La pression à l'entrée de la chambre de combustion et entent compte les pertes des pressions dans le diffuseur :

$$P_{2c} = P_2 * \sigma_{cc} \dots\dots\dots (II.27)$$

D'après la référence [36] on prend : $\sigma_{cc} = 0.98$

- **Température à l'entrée de la chambre de combustion (T_{2c})**

La température à l'entrée de la chambre de combustion est égale à la température de la sortie de compresseur axial :

$$T_{2c} = T_2 \dots\dots\dots(\text{II.28})$$

- **Pression à la sortie de la chambre de combustion (P_3)**

La pression à la sortie de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon \cdot P_{2c} \dots\dots\dots(\text{II.29})$$

ε : Coefficient de pertes de pression dans la chambre de combustion et $\varepsilon = 0.01$.

- **Température de la sortie de chambre de combustion (T_3)**

Pour calculer T_3 faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion par l'équation suivant :

$$PCI \cdot \eta_{cc} = \lambda_a \cdot f \cdot C_{p_{air}(T_m)} \cdot (T_3 - T_2) \dots\dots\dots(\text{II.30})$$

$$T_3 = \frac{PCI \cdot \eta_{cc}}{\lambda_a \cdot f \cdot C_{p_{air}(T_m)}} + T_2 \dots\dots\dots(\text{II.31})$$

f : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

$C_{p_{air}(T_m)}$: Chaleur spécifique d'air dans la chambre de combustion.

- **Chaleur de combustion (Q_{cc})**

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} Q_{mc}) C_{p_{air}} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \dots\dots\dots(\text{II.32})$$

II.3.5. Turbine HP

- **Pression à la sortie de la turbine HP (P_4)**

Le rapport des pressions de la turbine HP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) :

$$P_c = P_{Thp} \Rightarrow \dot{m}_a \cdot W_c \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_a \cdot W_{Thp} \cdot \eta_{mThp} \dots\dots\dots(\text{II.33})$$

$$W_c = \eta_{mc} * \eta_{mThp} * W_{Thp} \dots \dots \dots (II.34)$$

η_{mc} et η_{mThp} : rendement qui tiennent compte des pertes mécaniques (dans le palier par

exemple).

$$\left\{ \begin{aligned} W_c &= C_{p_a} * (T_2 - T_1) = C_{p_a} * T_1 * \frac{1}{\eta_{mc}} (\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \dots \dots \dots (II.35) \\ W_{Thp} &= C_{p_g} (T_3 - T_4) = C_{p_g} * T_3 * \frac{1}{\eta_{mc}} * (1 - (\frac{P_3}{P_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \dots \dots \dots (II.36) \end{aligned} \right.$$

Pour simplifie l'équation on mit :

$$\left\{ \begin{aligned} \epsilon_{Thp} &= \frac{P_3}{P_4} \dots \dots \dots (II.37) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{\gamma}_{air} &= \frac{\gamma-1}{\gamma} \dots \dots \dots (II.38) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{\gamma}_g &= \frac{\gamma-1}{\gamma} \dots \dots \dots (II.39) \end{aligned} \right.$$

$$\text{Alors : } C_{p_a} * T_1 * \frac{1}{\eta_{mc}} (\tau^{\ddot{\gamma}_{air}} - 1) = \eta_{mc} * \eta_{Thp} * C_{p_g} * T_3 * \frac{1}{\eta_{mc}} * (1 - \epsilon_{Thp}^{-\ddot{\gamma}_g}) \dots \dots \dots (II.40)$$

$$\epsilon_{Thp} = \sqrt{\frac{C_{p_a} * T_1 * \frac{1}{\eta_{mc}} (\tau^{\ddot{\gamma}_{air}} - 1)}{\eta_{mc} \eta_{Thp} C_{p_g} T_3 \frac{1}{\eta_{mc}}}}^{-\ddot{\gamma}_g} \dots \dots \dots (II.41)$$

$$\text{Et : } \epsilon_{Thp} = \frac{P_3}{P_4} \quad \text{Alors : } P_4 \frac{P_3}{\epsilon_{Thp}} \dots \dots \dots (II.42)$$

➤ **Température à la sortie de la turbine HP (T₄)**

On peut calculée la température T₄ par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{isThp} = \frac{T_3 + T_4}{T_3 + T_4'} \dots \dots \dots (II.43)$$

$$T_4 = T_3 - \eta_{isThp} (T_3 - T_4') \dots \dots \dots (II.44)$$

$$\text{Et : } T_4' = \frac{T_3}{(\frac{P_3}{P_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \dots \dots \dots (II.45)$$

$$\text{Alors : } T_4 = T_3 - \eta_{isThp} * T_3 (1 - \frac{1}{(\frac{P_3}{P_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}) \dots \dots \dots (II.46)$$

$$T_4 = T_3 \left[1 - \eta_{isThp} * \left(1 - \frac{1}{\frac{\gamma-1}{\epsilon_{Thp}}} \right) \right] \dots \dots \dots (II.47)$$

- **Travail délivré par la turbine haute pression HP**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (II.48)$$

C_{pg} : La chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP**

La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mThp} \dots \dots \dots (II.49)$$

II.3.6. Turbine BP

- **Pression à l'entrée de la turbine BP (P_{4bp})**

La pression à l'entrée de la turbine BP est exprimée par la formule suivante :

$$P_{4bp} = P_{2c} - \sigma_d \cdot P_4 \dots \dots \dots (II.50)$$

- **Température à l'entrée de la turbine BP (T_{4bp})**

La diminution de température dans le diffuseur entre la turbine HP et la turbine BP est négligeable donc on prend :

$$T_{4bp} = T_4 \dots \dots \dots (II.51)$$

- **Pression à la sortie de la turbine BP (P_5)**

La pression statique à la sortie du silencieux P_{5st} est égale à la pression atmosphérique P_{atm} , et la pression à la sortie de silencieux est exprimée par la formule suivante :

$$P_{5ss} = P_{5st} + \rho_5 \frac{V_{ss}^2}{2} \dots \dots \dots (II.52)$$

D'après la référence [36] la vitesse à la sortie du silencieux $V_{ss} = 20m / sec$, et la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_s = 90 m/sec$ et que les pertes de pression dans les parties de point 5 au niveau de diffuseur d'échappement sont égales à $\sigma_{BP} = 0,015$.

Alors :

$$P_5 - P_5 \cdot \sigma_{BP} = P_{5ss} \dots \dots \dots (II.53)$$

$$P_5 = \frac{P_{5ss}}{1 - \sigma_{BP}} \dots \dots \dots (II.54)$$

- **Rapport de pression dans la turbine BP est**

$$\varepsilon_{Tbp} = \frac{P_{4bp}}{P_5} \dots\dots\dots(II.55)$$

• **Température à la sortie de la turbine BP (T₅)**

On peut calculer la température T₅ par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} + T_5}{T_{4bp} + T_5'} \dots\dots\dots(II.56)$$

Alors :

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP}[T_{4bp} - T_5'] \dots\dots\dots(II.57)$$

Et :

$$T_5' = \frac{T_{4bp}}{\varepsilon_{Tbp}} \dots\dots\dots(II.58)$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} * T_{4bp} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_{Tbp}} \right] \dots\dots\dots(II.59)$$

• **Travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp})**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = Cp_g * (T_4 - T_5) \dots\dots\dots(II.60)$$

Cp_g : Chaleur spécifique des gaz brulé (voir annexe 1).

• **Puissance délivrée par la turbine BP (Ṗ_{Tbp})**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} * Q_{mg} * \eta_{mTbp} \dots\dots\dots(II.61)$$

II.3.7. Rendement thermique de l'installation

Pour calculer le rendement thermique nous devons déterminer la puissance utile de l'installation.

• **Puissance utile de l'installation (Ṗ_u)**

La puissance utile de l'installation est la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la puissance consommée par le compresseur axial :

$$\dot{P}_u = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \dots\dots\dots(II.62)$$

$$\dot{P}_u = \dot{P}_T - \dot{P}_c \dots\dots\dots(II.63)$$

➤ **Rendement thermique** de l'installation (η_{th})

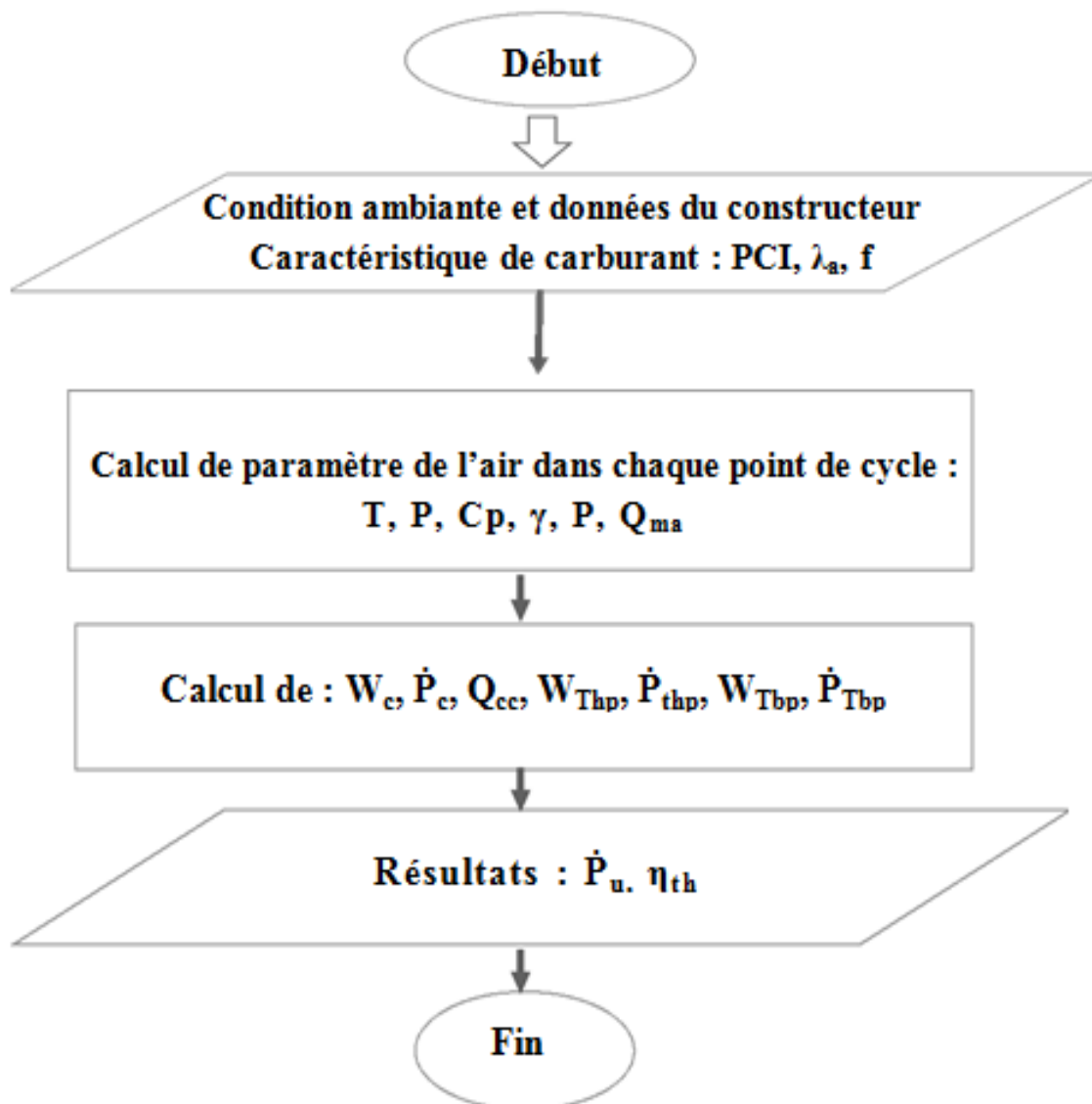
Le rendement thermique est exprimé par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_u}{PCI \cdot \dot{Q}_{mc}} \dots \dots \dots (II.64)$$

II.4. Résultats de calcul

Toutes les applications numériques sont calculées avec le programme MATLAB et les résultats

II.4.1. Organigramme de calcul de l'analyse énergétique de cycle simple



Organigramme II.1. Résultats de calcul d'après les données du constructeur

II.4.2. Résultats de calcul d'après les données du constructeur

Les résultats de calcul d'après les données du constructeur sont illustrés dans les tableaux suivant :

Points de cycle	T_{amb}	T_0	T_1	T_2	T_{2c}	T_3	T_4	T_{4bp}	T_5
Résultats (K)	288	288	288	528.9	528.9	1228.7	1009.8	1009.8	827.4
Points de cycle	P_{amb}	P_0	P_1	P_2	P_{2c}	P_3	P_4	P_{4bp}	P_5
Résultats (bar)	1.013	0.99	0.98	6.91	6.72	6.65	2.64	2.60	1.049

Tableau II.2 : Résultats des températures et des pressions dans chaque point de cycle.

	Les résultats de calculs	Les données de constructeur
Travail spécifique du compresseur (kJ/kg)	$W_c = 240.92$	---
Puissance du compresseur axial (MW)	$\dot{P}_c = 31.3$	---
Chaleur de combustion (MW)	$Q_{cc} = 93.881$	---
Travail spécifique de la turbine HP (kJ/kg)	$W_{Thp} = 261.34$	---
Puissance fournie à la turbine HP (MW)	$\dot{P}_{Thp} = 31.3$	---
Travail spécifique de la turbine BP (kJ/kg)	$W_{Tbp} = 209.45$	---
Puissance fournie à la turbine BP (MW)	$\dot{P}_{Tbp} = 26.20$	---
Puissance utile (MW)	$\dot{P}_u = 26.19$	$\dot{P}_u = 28$
Rendement thermique (%)	$\eta_{th} = 27.89$	$\eta_{th} = 28$

Tableau II.3 : Résultats des performances de la turbine.

D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle du constructeur, Car il y a une incertitude dans les formules mathématiques utilisées et aussi nous avons pris en considération tous les pertes de pression dans toute la trajectoire d'air et des gaz brûlées.

II.4.3. Influence des conditions ambiantes sur les performances de la turbine

Dans cette partie, nous aborderons l'influence des conditions ambiantes sur les performances de l'installation, Nous mettant l'accent sur les changements de la température ambiante et son influence sur les performances de la turbine.

II.4.3.1. Travail spécifique de compresseur axial et le débit massique d'air d'admission

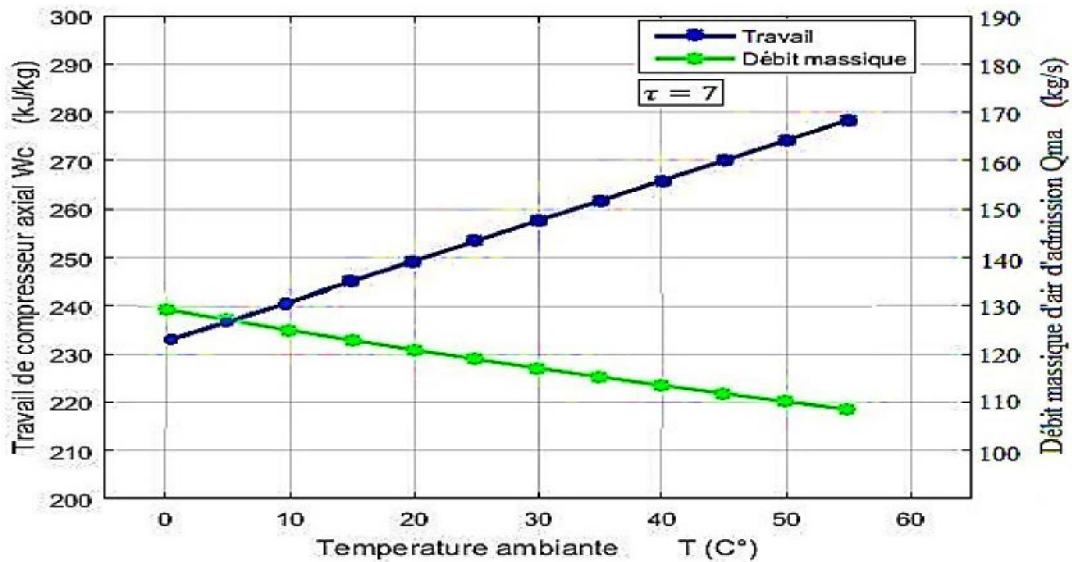


Figure II.3 : Variation de travail spécifique et de débit massique de compresseur en fonction de la température ambiante.

Il apparait clairement que la température a un effet sur le travail spécifique de compresseur axial. On constate que, plus la température s’élève, plus la compression devient difficile, et le travail du compresseur augmente pour le même rapport de compression, par contre on remarque que le débit massique est inversement proportionnel à la température ambiante, parce que dans les périodes de forte chaleur l’air devient moins dense.

II.4.3.2. Puissance utile de l’installation

La puissance utile de l’installation c’est le facteur le plus important pour évaluer l’influence des conditions ambiantes sur la turbine, la figure II.4 représente la variation de la puissance utile de l’installation en fonction de la température ambiante.

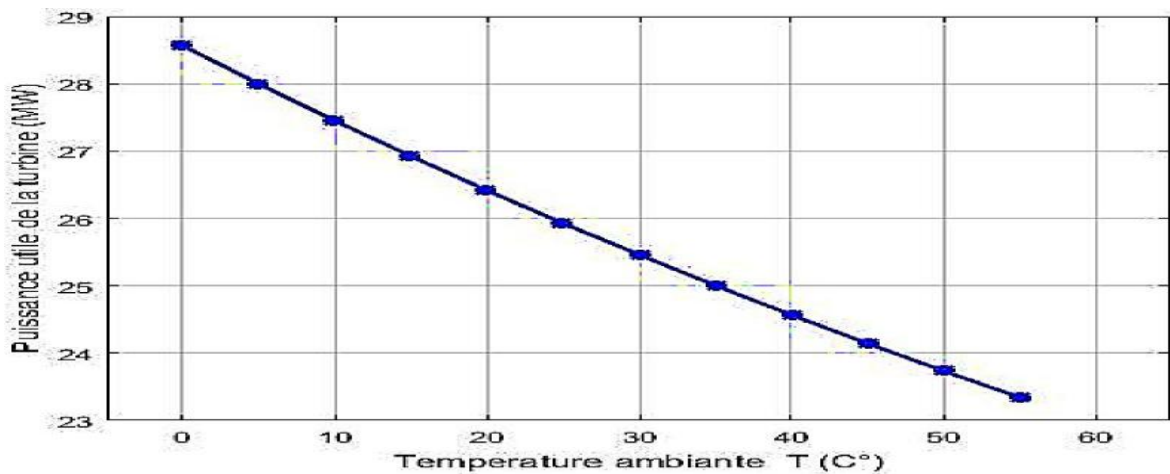


Figure II.4 : Variation de la puissance utile de l’installation en fonction de la température Ambiante.

Comme prévu, plus la température de l'air ambiant augmente et plus la production de puissance diminue. A titre illustratif pour une température de **15 °C**, la puissance produite est proche de **27 MW**, alors que pour une température ambiante de **45°C**, la puissance produite est d'environ **24.2 MW**. Typiquement cela donne pour chaque hausse de **5°C** de la température, une baisse de puissance de **0.51 MW**.

Au cours de l'année dans la région de Hassi R'mel la température ambiante varie entre la gamme de ($0^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{amb}} \leq 50^{\circ}\text{C}$), l'augmentation de la température sur cette gamme provoque une chute remarquable de puissance **4.81 MW** entre l'été et l'hiver.

II.4.3.3. Rendement thermique de l'installation

Le rendement thermique c'est le facteur qui donne une image sur l'efficacité énergétique de l'installation, La figure II.5 représente la variation du rendement thermique de l'installation en fonction de la température ambiante.

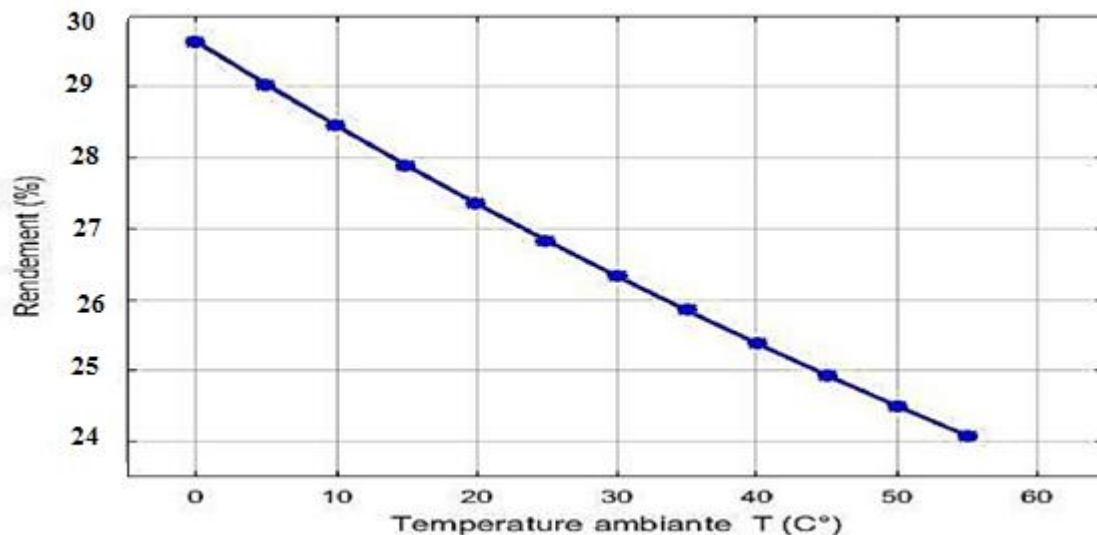


Figure II.5 : Variation du rendement de l'installation en fonction de la température ambiante.

La figure (II.5) montre que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, plus la température s'élève, plus le rendement baisse, à cause de l'augmentation de la puissance absorbée par le compresseur lorsque la température de l'air ambiant augmente.

On observe qu'à la température **0 °C**, le rendement est **29.70%**, et à la température **55°C**, le rendement est **24 %**, c'est une différence de **5.70%**, ce qui nous donne une idée sur l'efficacité énergétique de cette installation au cours de l'année, plus la température augmente, plus le rendement diminue.

II.5.Conclusion

Les calculs qu'on a faits sont très proches aux résultats donnés par le constructeur pour la puissance utile et le rendement thermique, au fur et à mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue en raison d'une diminution de la masse spécifique. En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile ainsi que la puissance diminuent si la température diminue, le phénomène inverse se produit, ce qui nous donne une idée sur la nécessité d'un système pour l'amélioration des performances.

Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C

III. Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C	88
III.1.Introduction	88
III.2.Amélioration des performances par le système d'injection d'air	88
III.3.Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission	96
III.4.Résultats et interprétation	103

III. Amélioration des performances de la turbine à gaz MS5002C

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente une analyse théorique de l'installation de la turbine à gaz MS5002C améliorée par deux systèmes d'amélioration, premièrement par le système d'injection d'air et par le système de refroidissement d'air d'admission par évaporation d'eau. Une modélisation numérique a été effectuée sur les deux systèmes afin d'évaluer les nouvelles performances de la turbine améliorée.

III.2. Amélioration des performances par le système d'injection d'air

Le système d'injection d'air est une nouvelle technologie dans le domaine d'amélioration des turbines à gaz, il n'a pas encore été utilisé en Algérie, ce système est réalisé pour la première fois par la société américaine POWERPHASE, ce fut la première expérience dans le désert de la Floride.

Bob Kraft [39], fondateur de PowerPhase, était ingénieur principal dans la division de turbine de Pratt & Whitney. Bob Kraft et certains autres membres de l'équipe POWERPHASE ont déjà fondé et construit (Power Systems Manufacturing) à Jupiter en Floride, où ils ont développé de nouveaux produits pour l'amélioration des turbines à gaz, avec une plus grande efficacité et une réduction des émissions, à un coût compétitif. Parmi ces systèmes, ils ont travaillé sur celui d'injection d'air depuis 2010, ils l'ont nommé TurboPhase.

POWERPHASE LLC a complété l'analyse de marché, le développement de produits et la protection de la propriété intellectuelle, et a émergé en avril 2012 avec sa première offre de produits.

Aujourd'hui l'utilisation de cette technique est en pleine expansion, par exemple au Moyen-Orient 5% d'amélioration de l'efficacité énergétique des turbines à gaz utilisent le système d'injection d'air [39].

Au vu des différents systèmes d'amélioration, le système d'injection d'air, retient notre attention, en raison de son efficacité sous un climat chaud et sec comme celle de Hassi R'mel. Cette technologie peut augmenter la capacité de la turbine à gaz par autant que 20% sur une large plage de températures ambiantes durant les jours les plus chauds, d'autre part ce système est moins encombré et facile à intégrer dans une installation de turbine à gaz. Il est compatible presque avec toutes les turbines à gaz en cycle simple, cycle combiné et en cycle de cogénération.

III.2.1. Description et principe de fonctionnement de système d'injection d'air

Le système d'injection d'air est composé d'un ensemble des machines mécaniques afin d'injecter une quantité d'air chaud dans la turbine, ce système d'amélioration est composé de trois parties principale Figure (III.1) :

1. Moteur d'entraînement.
2. Compresseur.
3. Echangeur.

Le schéma descriptif est illustré dans la figure (III.1).

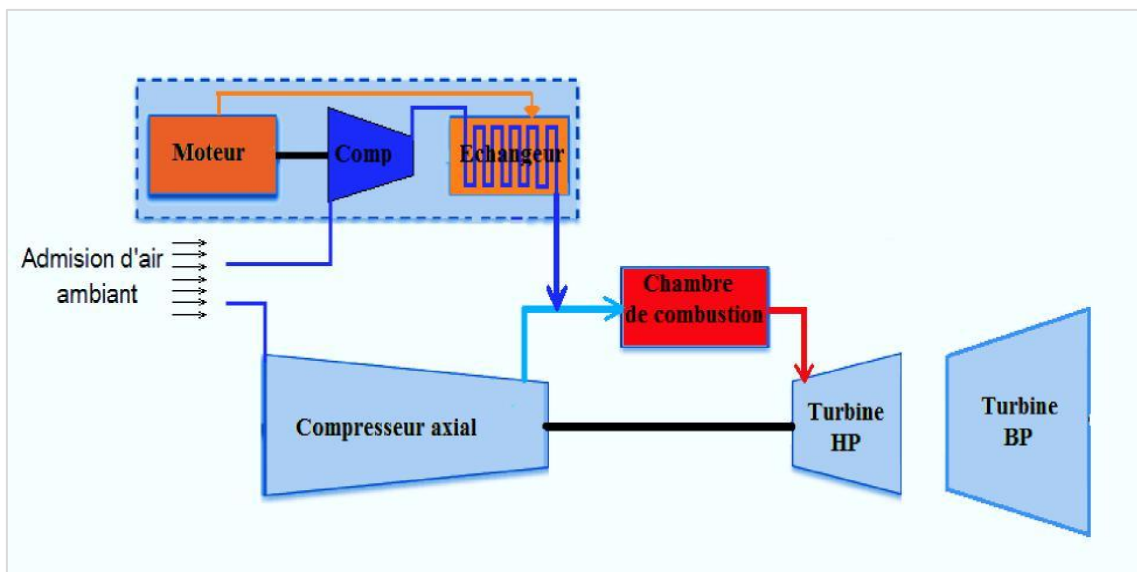


Figure III.1: Schéma descriptif de l'installation de la turbine à gaz avec l'amélioration par le système d'injection d'air

III.2.1.1. Moteur d'entraînement

Dans le système d'injection d'air on utilise un moteur d'entraînement pour actionner le compresseur, ce moteur peut être un moteur à mouvement alternatif (essence ou diesel) ou une petite turbine figure (III.2).

III.2.1.2. Compresseur d'air

Le compresseur d'air comprime et injecte de l'air au refoulement de compresseur axial de la turbine à gaz. Ceci est possible grâce au processus de compression et à la récupération de la chaleur perdue du moteur, pour correspondre à la température de décharge du compresseur axial de la turbine figure (III.2).

III.2.1.3. Echangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur fonctionne avec un système de récupération de chaleur qui est utilisée pour capter la chaleur d'échappement du moteur principal et l'ajouter à la décharge du compresseur permettant au système d'augmenter la température d'air comprimé à une température correspond à la température de refoulement du compresseur de la turbine à gaz figure (III.2).

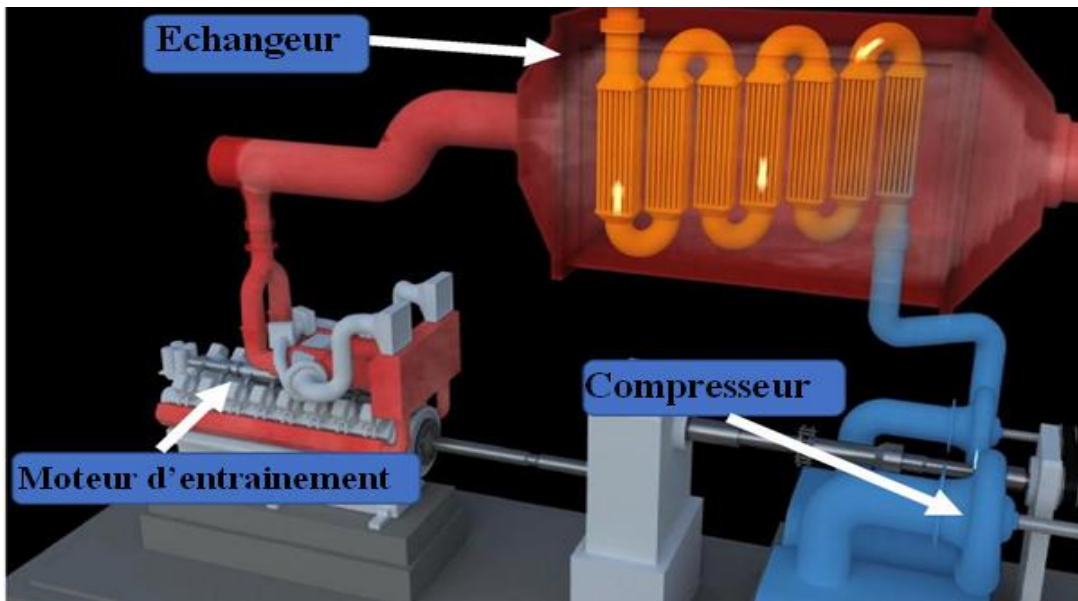


Figure III.2: Modèle de système d'injection d'air (Turbophase).

III.2.2. Analyse énergétique de système d'injection d'air

III.2.2.1. Compresseur du système d'injection

- **Masse molaire d'air (M_{air})**

La masse molaire d'air est connue : $M_{air} = 28,9644 \text{ g/mol}$

- **Constante spécifique des gaz de l'air (r_{air})**

$$r_{air} = \frac{R}{M_{air}} \dots \dots \dots (III.1)$$

R : Constante des gaz parfait.

M_{air} : Masse molaire de l'air.

- **Masse volumique (ρ_{air})**

La masse volumique de l'air à la sortie du filtre est exprimée par la formule

Suivante :

$$\rho_{air} = \frac{P_{atm}}{r * T_{atm}} \dots \dots \dots (III.2)$$

- **Débit massique d'air d'admission ($Q_{ma.inj}$)**

On a besoin d'un débit massique qui compense le débit massique perdu dans la turbine au niveau du compresseur axial à cause de l'augmentation de la température durant les périodes chaudes, on note $Q_{ma.inj}$ le débit massique d'air perdu qui correspond à la température ambiante :

$$Q_{ma.inj} = Q_{ma}(\max) - Q_{ma}(T_{amb}) \dots \dots \dots (III.3)$$

$Q_{ma}(\max)$: Débit massique maximum admis par la turbine qui correspond à la température 0 °C.

$Q_{ma}(T_{amb})$: Débit massique qui correspond la température ambiante.

- **Débit volumique d'air (Q_{va})**

Le débit volumique du compresseur est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{v.inj} = \frac{Q_{ma.inj}}{\rho_{air}} \dots \dots \dots (III.4)$$

$Q_{va.inj}$: Débit volumique de l'air d'injection.

$Q_{ma.inj}$: Débit massique de l'air d'injection.

- **Pression à l'entrée du compresseur (P_e)**

La pression à l'entrée de compresseur c'est la pression d'air ambiant :

$$P_e = P_{atm} = 1.013 \dots \dots \dots (III.5)$$

P_e : Pression à l'entrée du compresseur.

- **Température à l'entrée de compresseur (T_e)**

La température à l'entrée de compresseur c'est la température d'air ambiant :

$$T_e = T_{amb} \dots \dots \dots (III.6)$$

T_e : Température à l'entrée du compresseur.

- **Pression à la sortie de compresseur (P_s):**

La pression à la sortie du compresseur du système d'injection doit être supérieure à la pression de refoulement du compresseur axial pour éviter le retour d'air dans la conduite d'injection :

D'après l'étude de cycle simple on a trouvé que la pression au refoulement de

Compresseur axial : $P_2 = 6.92 \text{ bar}$

Donc on impose : $P_S = 7 \text{ bar}$

P_S : La pression à la sortie de compresseur.

• **Taux de compression τ_c**

Le taux de compression c est le rapport entre la pression imposée de la sortie (P_S) et la pression de l'air ambiant (P_e):

$$\tau_c = \frac{P_S}{P_e} \dots\dots\dots(III.7)$$

• **Température à la sortie du compresseur de système d'injection (T_S) :**

Température de la sortie de compresseur du système d'injection est exprimée par la formule suivante :

$$T_S \frac{T_e * (\tau_c^\gamma - 1)}{\eta_{is}} + T_e \dots\dots\dots(III.8)$$

• **Facteur de compressibilité (Z)**

- Les conditions critiques de l'air :

D'après la référence [28] les conditions critiques de l'air T_{Cri} et P_{Cri} :

$T_{Cri} = 132.5 \text{ K}$

$P_{Cri} = 37.66 \text{ bar}$

- Les valeurs réduites :

$$T_{red} = \frac{T}{T_{Cri}} ; P_{red} = \frac{P}{P_{Cri}} \dots\dots\dots(III.9)$$

➤ A l'aspiration :

Pour calculer le coefficient de compressibilité Z en prend la température la plus défavorable $T_1=50^\circ\text{C}$:

$$T_{red} = \frac{T_1}{T_{Cri}} = \frac{323}{132,5} \Rightarrow T_{red} = 2,43 \dots\dots\dots(III.10)$$

$$P_{red} = \frac{P_1}{P_{Cri}} = 37,66 \Rightarrow P_{red} = 0,027 \dots\dots\dots(III.11)$$

D'après les abaques de quartz : $Z_1=0.998$

➤ Au refoulement :

D'après les abaques de quartz : $Z_2 = 0.988$

Le facteur de compressibilité moyen (Z_{moy}) :

$$Z_{moy} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \Rightarrow Z_{moy} = 0,993 \dots \dots \dots (III.12)$$

- **Coefficient polytropique (n) :**

On peut déduire le coefficient polytropique par la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{Z_2 * P_2}{Z_1 * P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \Rightarrow n = \frac{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) - \ln \left(\frac{Z_2 * T_2}{Z_1 * T_1} \right)} \dots \dots \dots (III.13)$$

- **Travail polytropique de compresseur ($W_{C.pol}$) :**

Le travail polytropique est exprimé par la formule suivante:

$$W_{C.pol} = \frac{n}{n-1} * Z_{moy} * r * T_1 * \left(\tau_c^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right) \dots \dots \dots (III.14)$$

- **Travail réel de compresseur ($W_{C.rél}$)**

On peut déduire le travail réel à partir de la formule de rendement :

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_{C.rél}} \Rightarrow W_{C.rél} = \frac{W_{C.pol}}{\eta_{pol}} \dots \dots \dots (III.15)$$

Pour un compresseur, le rendement polytropique varie de 0,7 à 0,85, alors on prend la valeur moyenne : $\eta_{pol} = 0,80$

- **Puissance réelle requise sur le compresseur (P_{CC})**

La puissance réelle requise sur le compresseur est exprimée par la formule suivante :

$$P_{CC} = Q_{m.inj} * W_{rél} \dots \dots \dots (III.16)$$

Alors :

$$P_{CC} = \frac{Q_{ma.inj} * W_{pol}}{\eta_{pol}} \dots \dots \dots (III.17)$$

III.2.2.2. Echangeur de chaleur de système d'injection

- **Flux échangé au niveau de l'échangeur (Q_{Ce})**

Le flux échangé au niveau de l'échangeur est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{ce} = C_{p_a} * (T_{as} - T_{ae}) \dots \dots \dots (III.18)$$

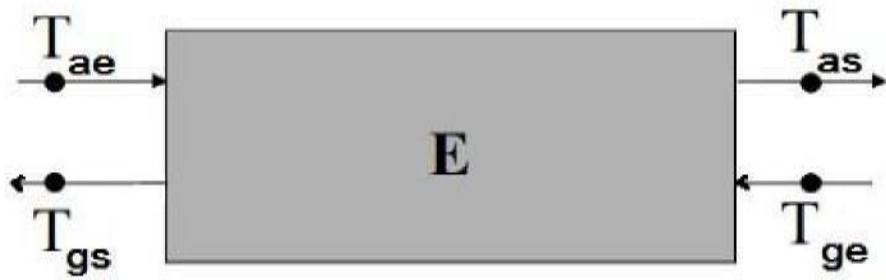


Figure III.3: Schéma descriptive d'un échangeur de chaleur.

• **Efficacité de l'échangeur (ε)**

On peut exprimer l'efficacité de l'échangeur en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides :

$$\epsilon = \frac{T_{as} - T_{ae}}{T_{gs} - T_{ae}} \dots\dots\dots(III.19)$$

T_{gs} : Température des gaz d'échappement de moteur la sortie de l'échangeur.

III.2.3. Analyse énergétique de l'installation améliorée avec le Système d'injection d'air

Dans la partie qui suit, nous présentons une analyse thermodynamique de l'installation turbine à gaz MS5002C améliorée par le système d'injection d'air, afin d'évaluer les nouvelles performances de la turbine améliorée.

III.2.3.1. Compresseur axial de la turbine

❖ **Travail spécifique du compresseur axial (W_C)**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{p_{air}} * (T_2 - T_1) \dots\dots\dots(III.20)$$

C_{p_{air}} : Chaleur spécifique d'air.

❖ **Puissance du compresseur axial (Ṗ_C)**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_C = W_C * \frac{Q_{ma.asp}}{\eta_{mc}} \dots\dots\dots(III.21)$$

III.2.3.2. Chambre de combustion

❖ **Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion**

Le débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion est le débit massique d'air refoulé par le compresseur axial plus le débit massique d'air injecté par le système d'injection :

$$Q_{ma} = Q_{ma} + Q_{ma.inj} \dots\dots\dots(III.22)$$

❖ Débit de combustible Q_{mc}

Le débit de combustible est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f \cdot \lambda_a} \dots\dots\dots(III.23)$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

λ_a : Coefficient d'excès d'aire.

f : La masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

❖ Chaleur de combustion (Q_{cc})

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) c_{p_a} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \dots\dots\dots(III.24)$$

III.2.3.3. Turbine HP

❖ Travail délivré par la turbine haute pression HP

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{p_g} * (T_3 - T_4) \dots\dots\dots(III.25)$$

❖ Puissance délivrée par la turbine haute pression HP

La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} * Q_{mg} * \eta_{mThp} \dots\dots\dots(III.26)$$

III.2.3.4. Turbine BP

• Calcul du travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp})

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{p_g} * (T_4 - T_5) \dots\dots\dots(III.27)$$

• Puissance délivrée par la turbine BP (\dot{P}_{Tbp}) :

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} * Q_{mg} * \eta_{mTbp} \dots\dots\dots(III.28)$$

III.2.3.5. Rendement thermique de l’installation avec injection d’air

- **Calcul de la puissance utile de l’installation (\dot{P}_{ui})**

La puissance utile de l’installation est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_{ui} = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \dots\dots\dots(III.29)$$

$$\dot{P}_{ui} = \dot{P}_T - \dot{P}_c \dots\dots\dots(III.30)$$

\dot{P}_c : Puissance de compresseur de la turbine.

\dot{P}_{cc} : Puissance de compresseur de système d’injection.

\dot{P}_T : Puissance de la turbine.

- **Calcul du rendement thermique de l’installation (η_{th})**

Le rendement de l’installation est exprimé par la formule suivant :

$$Q_{cci} = Q_{cc} + Q_{si} \dots\dots\dots(III.31)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_{ui}}{Q_{cci}} \dots\dots\dots(III.32)$$

$$Q_{si} = \frac{\dot{P}_{cc}}{\eta_{si}} \dots\dots\dots(III.33)$$

III.3. Amélioration des performances par le système de refroidissement d’air d’admission

Cette partie du travail porte sur l’étude de système d’amélioration par refroidissement d’air d’admission voir figure (III.4).

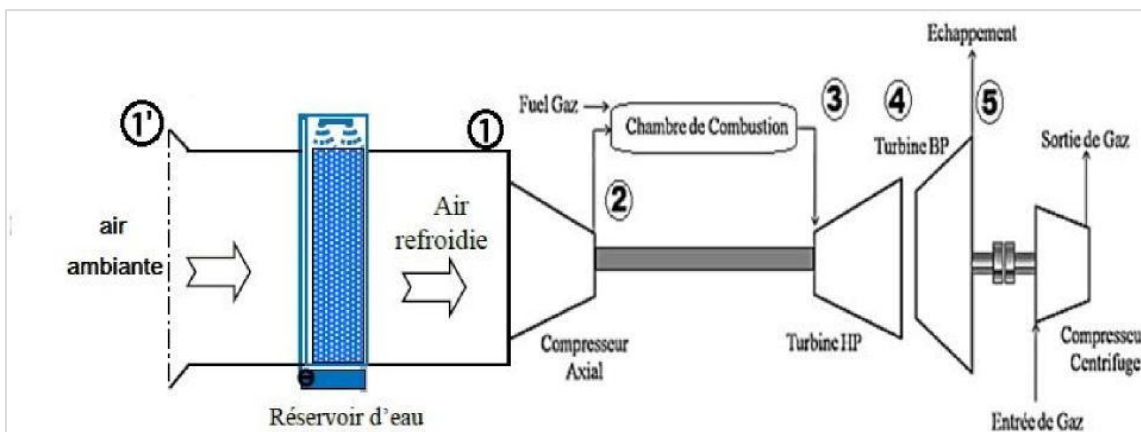


Figure III.4: Schéma de système d’amélioration par évaporation d’eau.

Parmi les différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau de site de Hassi R'mel, les températures maximales quotidiennes atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 40 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 30 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

III.3.1. Description du système de refroidissement par évaporation d'eau

Dans notre étude on a choisi le refroidisseur par évaporation d'eau car il est favorable pour les zones chaudes et sèches (climat de la région saharienne). L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau dans l'air, l'humidité absolue va augmenter et la température de l'air diminue. Pour qu'il y ait humification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité.

L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, représenté sur la figure (III.5) fonctionne comme suit :

- l'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante.
- l'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface Humide.
- l'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.
- l'humidification est adiabatique (isenthalpique).

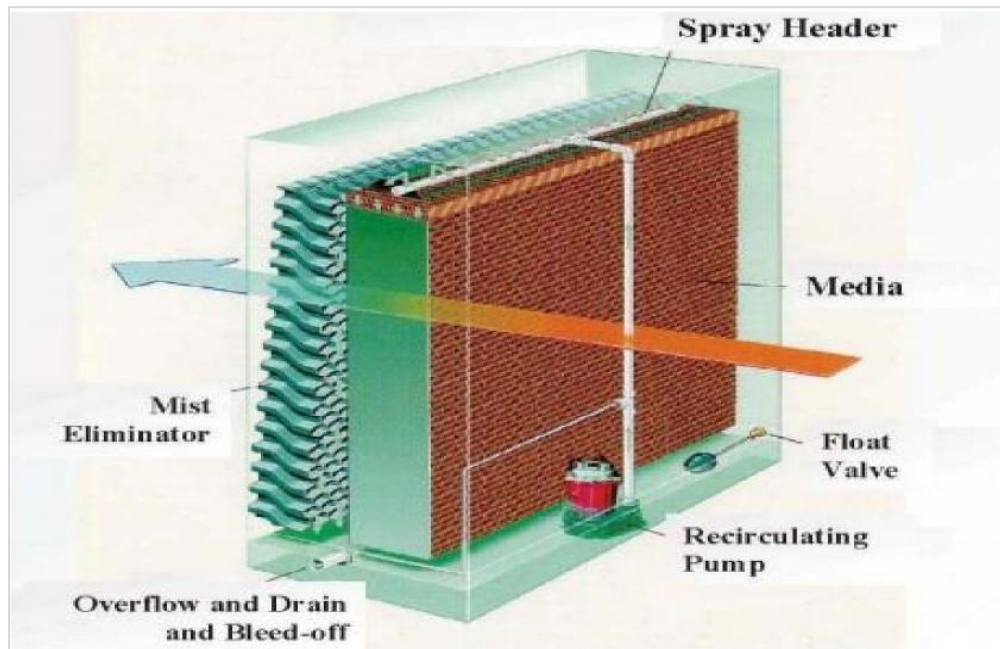


Figure III.5: Refroidisseur par évaporation d'eau avec recerclage.

L'élément principal dans un refroidisseur par évaporation d'eau est le média humide, figure (III.5) ou l'eau est en contact direct avec l'air. La matière de ce média est caractérisée par une bonne porosité afin de garantir un bon contact entre les deux fluides ; elle est généralement en papier de cellulose traité et au-dessus il y a un distributeur pour assurer la répartition de l'eau sur toute la surface. Un bac se trouve en dessous de la surface de ruissellement sert à collecter l'eau qui n'est pas évaporée. Après l'ajout d'une quantité d'eau bien définie afin de déconcentrer l'eau du bac (pH, teneur en bicarbonate et en calcium) celle-ci sera par la suite réutilisée en utilisant une pompe. En aval de ce système de refroidissement de l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes dans le but d'empêcher des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur.

L'air propre est refroidi est alors dirigé vers l'entrée de la turbine pour commencer à comprimer dans le compresseur axial.

III.3.2. Analyse énergétique de l'installation améliorée par le système de refroidissement

III.3.2.1. Analyse du panneau d'évaporation

L'efficacité du média humide (panneau) dans le cas de contact direct (l'air avec l'eau) est généralement définie comme suit :

$$\eta_{ev} = \frac{T_{se} - T_{amb}}{T_{sat} - T_{amb}} \dots\dots\dots(III.34)$$

Par ailleurs, l'efficacité peut aussi s'écrire en fonction de l'humidité spécifique comme suite :

$$\eta_{ev} = \frac{Hs_s - Hs_e}{Hs_{sat} - Hs_e} \dots\dots\dots(III.35)$$

$$\Rightarrow Hs_s = \eta_{ev} * (Hs_{sat} - Hs_e) + Hs_e \dots\dots\dots(III.36)$$

L'humidité relative à la région de Hassi R'mel est Hr =25%, et comme on sait l'humidité relative de saturation Hr = 100% et l'humidité spécifique de l'air ambiant est déterminé d'après les formules empiriques de Nadeau et Puiggali, peut être exprimée en fonction de l'humidité relative par la relation :

$$Hs = \frac{0,662 * P_{sat}(T_{amb})Hr}{101325 - P_{sat}(T_{amb})Hr} \dots\dots\dots(III.37)$$

Et :

$$P_{SAT}(T_{amb}) = \exp\left(23,3265 - \frac{3802,7}{T_{amb}+273,18} - \left(\frac{472,68}{T_{amb}+273,18}\right)^2\right) \dots\dots(III.38)$$

• **Détermination de la température à la sortie de refroidisseur (Tse)**

On prend un exemple réel pour déterminer la température à la sortie de refroidisseur tel que :

- La température ambiante : on prend une température de $T_{amb} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.
- L'humidité relative à la région de Hassi R'mel dans les périodes chauds varie entre 15 et 30 donc on prend $Hr = 25\%$.
- L'efficacité de refroidisseur varie entre 0.4 jusqu'à 0.85 donc on prend $\eta_{ev} = 0.6$.

• **Calcul de l'humidité spécifique de l'air ambiant (Hs_e) :**

$$P_{sat}(T_{amb} = 30) = \exp\left(23,3265 - \frac{3802,7}{30+273,18} - \left(\frac{472,68}{30+273,18}\right)^2\right) \dots\dots(III.39)$$

$$\Rightarrow P_{sat} = 1060,7 \text{ Pa}$$

Alors :

$$Hs_e = \frac{0,662 * P_{sat}(T_{amb}) * Hr}{101325 - P_{sat}(T_{amb}) * Hr} \dots\dots\dots(III.40)$$

$$\Rightarrow Hs_e = 0,07 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{air} \dots\dots\dots(III.41)$$

• **Calcul de l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur (Hs_s) :**

On peut déterminer l'humidité spécifique à la sortie de refroidisseur l'équation de rendement de refroidisseur :

$$\eta_{ev} = \frac{Hs_s - Hs_e}{Hs_{sat} - Hs_e} \dots\dots\dots(III.42)$$

$$Hs_s = \eta_{ev} * (Hs_{sat} - Hs_e) + Hs_e \dots\dots\dots(III.43)$$

$$Hs_s = 0,6 * (0,014 - 0,007) + 0,007 = 0,010 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{air}$$

D’après ces calculs on observe que le refroidisseur rend l'air plus humide :

$$Hs_e = 0,007 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{air} \rightarrow Hs_s = 0,010 \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{air}.$$

Le refroidisseur par évaporation est supposé fonctionne dans un processus continu isenthalpique tel que l'air ambiant humide passe à travers le refroidisseur. La quantité suffisante d'eau est ajoutée au courant d'air pour augmenter sa teneur en humidité à proximité de celle correspondant à une humidité relative de 100% et de diminuer sa température comme on le voit dans le diagramme psychométrique figure (III.6) (Annexe 4), donc on peut déterminer la nouvelle température d’air humide à la sortie de refroidisseur :

Comme on voit dans le diagramme psychrométrique Annexe 4 figures (III.6)

La température d’air après le refroidisseur devient : $T_{se} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Avec la même méthode de travail on détermine les températures à la sortie de refroidisseur sur l’intervalle des températures ambiantes [0 à 50 °C], les résultats présenté dans le tableau suivant :

Température ambiante (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
L’humidité spécifique à la sortie de refroidisseuse (kg _{eau} /kg _{air})	1.3	2.01	2.61	3.96	5.25	6.78	9.30	12.2	15.08	19.82
Température à la sortie de refroidisseur (°C)	3.5	8	12.5	15.5	19	23	27	31	35	39.5

Tableau III.1: Températures après l’humidificateur.

III.3.2.2. Compresseur axial de la turbine

- **Débit massique global d’air :**

Débit massique d’air aspiré par le compresseur axial c’est le débit d’air entrant plus la quantité du vapeur qui est ajoutée dans le refroidisseur :

$$Q_{ma.asp} = Q_{ma} + Q_{mv} \dots\dots\dots(III.44)$$

Sachant que le débit d’eau évaporé dans l’air est la différence de débit d’eau entre l’entrée et la sortie de refroidisseur :

$$Q_{mv} = Q_{ee} - Q_{es} = Q_{ma} (H_{s_s} - H_{s_e}) \dots \dots \dots (III.45)$$

Q_{ee} : Débit d'eau à l'entrée de refroidisseur.

Q_{es} : Débit d'eau à la sortie de refroidisseur.

H_{s_e} : Humidité spécifique de l'air à l'entrée de refroidisseur [$\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}$].

H_{s_s} : Humidité spécifique de l'air à la sortie de refroidisseur [$\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}$].

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre

De combustion :

$$Q_{ma} = Q_{ma.asp} - \epsilon \cdot Q_{ma.asp} \dots \dots \dots (III.46)$$

ϵ : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine.

La quantité des vapeurs est très petite par rapport à celle d'air, donc dans les calculs suivant on considère l'air humide comme air sec pour simplifier les calculs.

- **Travail spécifique du compresseur axial (W_c)**

Le travail de compression spécifique W_c du compresseur axial est exprimé par l'équation suivante :

$$W_c = C_{\text{pair}} \cdot (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (III.47)$$

C_{pair} : La chaleur spécifique d'air.

- **Puissance du compresseur axial (\dot{P}_c)**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante :

$$\dot{P}_c = W_c * \frac{Q_{ma.asp}}{\eta_{mc}} \dots \dots \dots (III.48)$$

Q_{ma} : Débit massique d'air d'admission au compresseur [kg/s].

η_{mc} : Rendement mécanique de compresseur axial.

III.3.2.3. Chambre de combustion

- **Débit de combustible (Q_{mc})**

Le débit de combustible est exprimé par la formule suivante :

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma}}{f * \lambda_a} \dots \dots \dots (III.49)$$

Q_{ma} : Débit d'air refoulé dans la chambre de combustion.

λ_a : le coefficient d'excès d'air.

f : La masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible.

- **Chaleur de combustion (Q_{cc})**

La chaleur de la chambre de combustion est exprimée par la formule suivante :

$$Q_{cc} = \frac{(Q_{ma} + Q_{mc}) C_{pa} (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \dots \dots \dots (III.50)$$

III.3.2.4. Turbine HP

- **Travail délivré par la turbine haute pression HP**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$W_{Thp} = C_{p_g} * (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (III.51)$$

C_{p_g} : La chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1)

- **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP** : La puissance délivré par la turbine HP est exprimé par :

$$\dot{P}_{thp} = W_{Thp} * Q_{mg} * \eta_{mThp} \dots \dots \dots (III.52)$$

III.3.2.5. Turbine BP

- **Calcul du travail spécifique de la turbine BP (W_{Tbp})**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$W_{Tbp} = C_{p_g} * (T_4 - T_5) \dots \dots \dots (III.53)$$

C_{p_g} : La chaleur spécifique des gaz brûlé (voir annexe 1).

- **Puissance délivrée par la turbine BP (\dot{P}_{Tbp})**

La puissance délivré par la turbine BP est exprimé par :

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} * Q_{mg} * \eta_{mTbp} \dots \dots \dots (III.54)$$

III.3.2.6. Rendement thermique de l'installation amélioré avec le système de refroidissement d'air d'admission

- **Puissance utile de l'installation (\dot{P}_{ur})**

La puissance utile l'installation est exprimée par la relation suivante :

$$\dot{P}_{ur} = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c \dots\dots\dots(III.55)$$

$$\dot{P}_{ur} = \dot{P}_T - \dot{P}_c \dots\dots\dots(III.56)$$

- **Rendement thermique de l'installation (η_{th})**

Le rendement de l'installation est exprimé par la relation suivante :

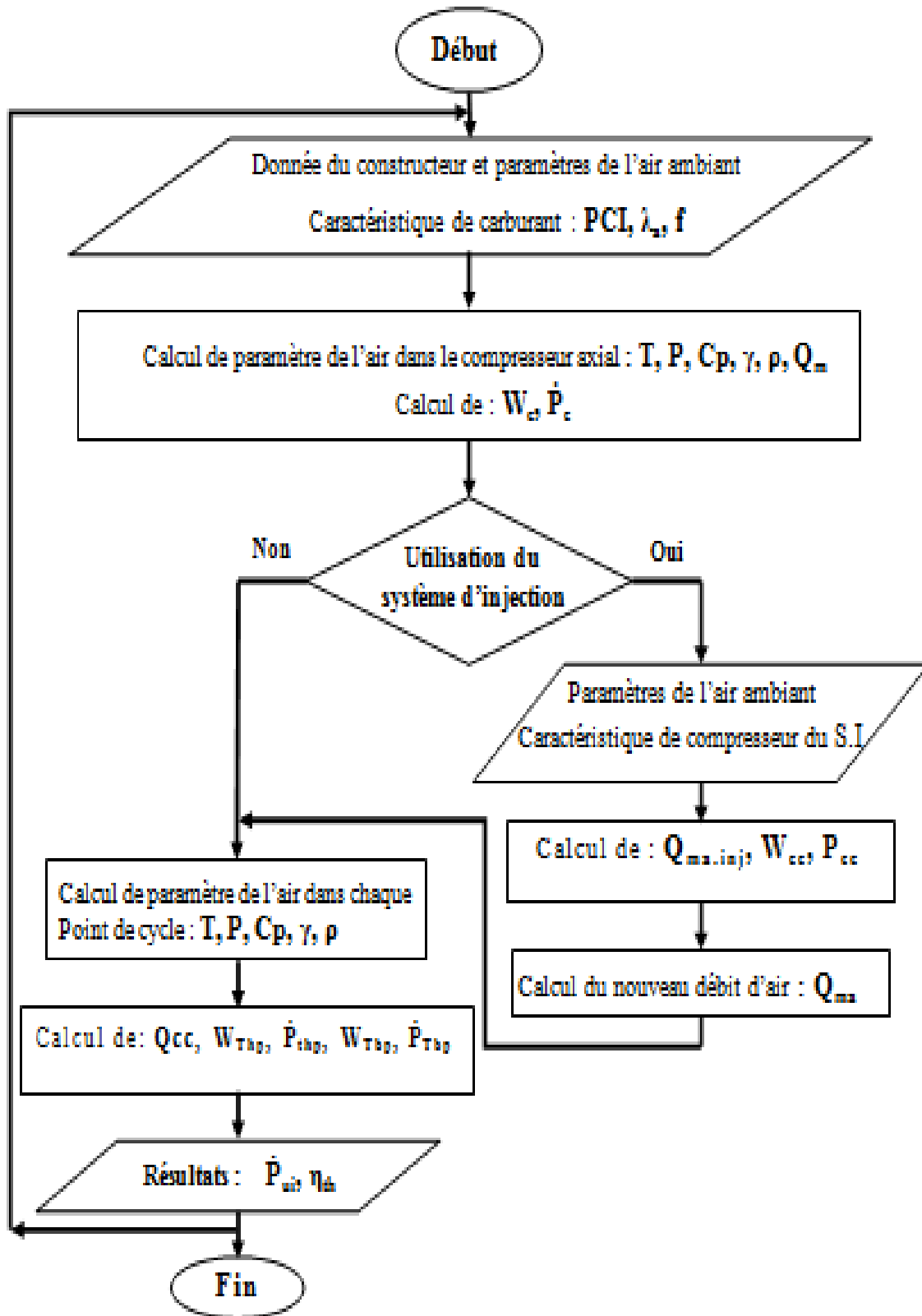
$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_{ur}}{Q_{cc}} \dots\dots\dots(III.57)$$

III.4. Résultats et interprétation

Dans cette partie, les résultats obtenus de cette étude seront représenté graphiquement, interprètes et discute. Des comparaisons entre les paramètres de l'installation sans amélioration (cycle simple) et les paramètres de l'installation avec l'amélioration par le système d'injection d'air et le système de refroidissement d'air d'admission seront présente afin d'avoir des recommandations et une conclusion qui donnera un sens à notre étude.

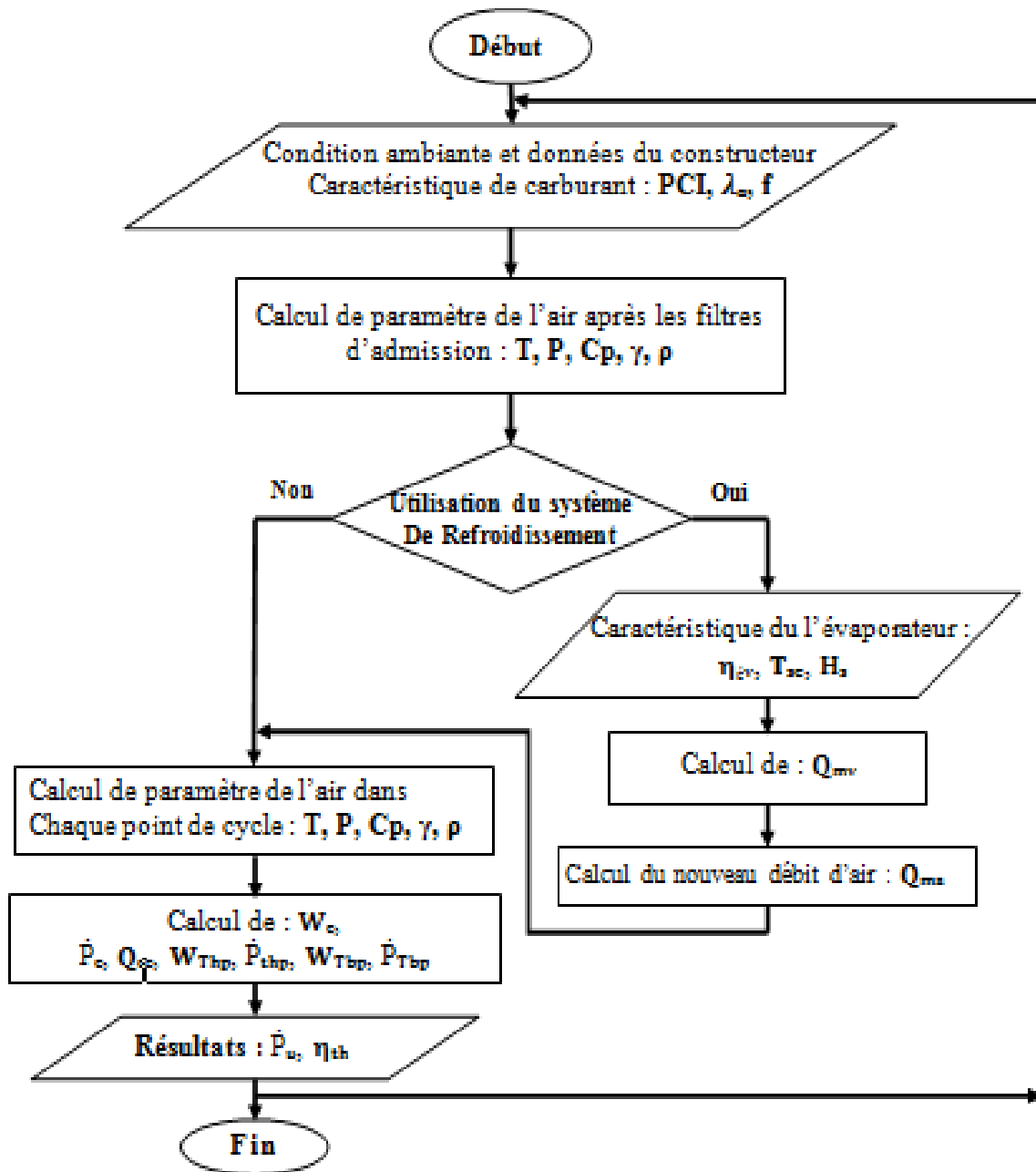
III.4.1. Organigrammes de calcul

III.4.1.1. Organigramme de calcul du système d'injection d'air



Organigramme III.1. Calcul du système d'injection d'air

III.4.1.2. Organigramme de calcul du système de refroidissement D'air d'admission



Organigramme III.2. Calcul du système de refroidissement d'air d'admission

III.4.2. Débit massique d'air ajouté

La figure 4.8 représente la variation du débit massique nécessaire à injecter par le système d'injection d'air au niveau du refoulement du compresseur axial (cycle avec injection d'air). ainsi que le débit massique de la vapeur d'eau absorbée par l'air lors de son refroidissement par évaporation (cycle avec refroidissement) en fonction de la température ambiante.

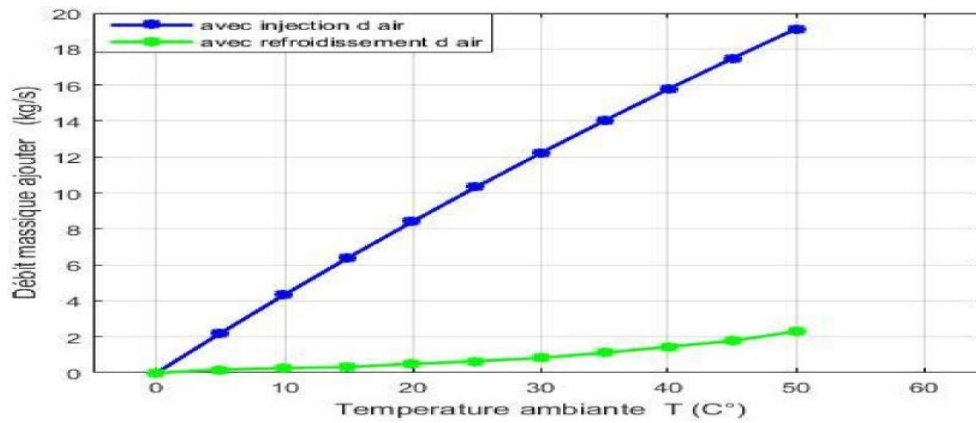


Figure III.7: Variation du débit massique injecté par le système d'injection et le débit massique de la vapeur d'eau absorbée par l'air en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure (III.7) on remarque que le débit massique d'injection d'air est proportionnel à la température ambiante, plus la température augmente plus le débit d'air d'injection augmente, on remarque aussi que le débit d'eau évaporé dans l'air (avec le système de refroidissement d'air d'admission) est proportionnel à la température ambiante (la courbe en vert), ce qui nous permet dans les deux cas d'améliorer d'augmenter le débit d'air l'entrée de la chambre de combustion. Notons aussi que le débit obtenu avec le système d'injection d'air est plus important que le débit obtenu avec le système de refroidissement.

III.4.3. Débit massique d'air refoulé dans la chambre de combustion

La figure (III.8) représente la variation de débit massique refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante pour les trois cas d'installations (cycle simple, cycle avec refroidissement et cycle avec injection d'air).

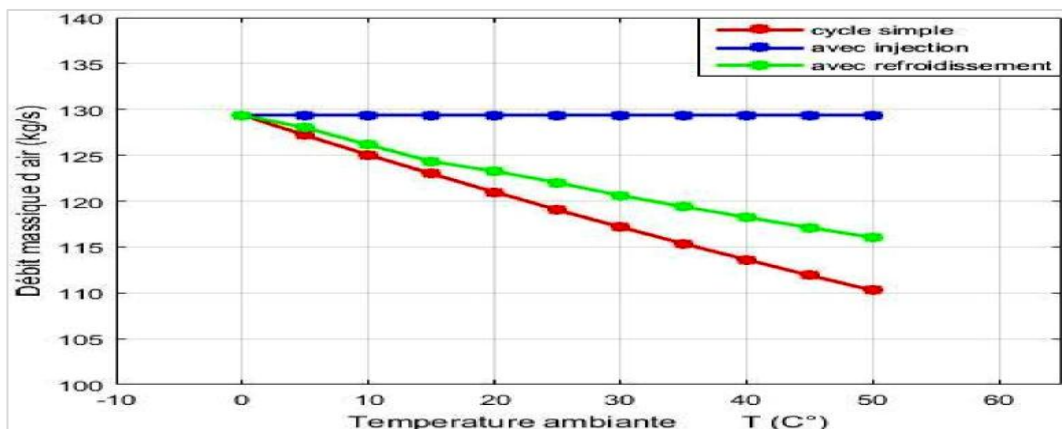


Figure III.8: Variation de débit massique de l'air refoulé par le compresseur dans la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure (III.8) on remarque que dans le cycle simple le débit massique refoulé dans la chambre de combustion est inversement proportionnel à la température ambiante, aussi avec le système de refroidissement d'air d'admission utilisé permet d'évaporer une quantité d'eau dans l'air ce qui donne une température d'admission un peu faible et un débit massique meilleur que dans le cas classique. En revanche avec le système d'injection d'air permet de garder le débit massique constant quel que soit la température ambiante, car à chaque fois le débit diminue à cause de l'augmentation de la température, le système d'injection compense cette diminution du débit massique.

III.4.4. Débit massique de combustible

La figure (III.8) représente la variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante.

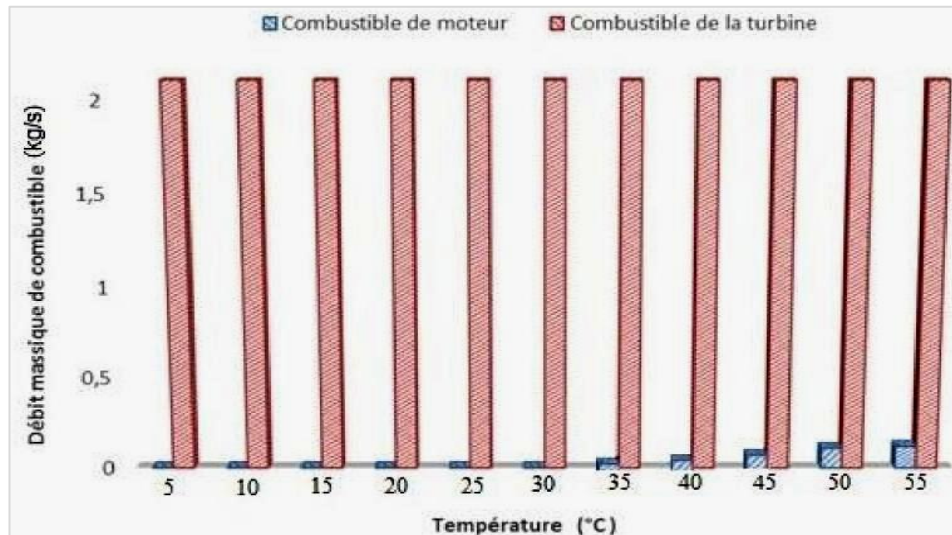


Figure III.9: Variation de débit massique de combustible de la turbine et le débit massique de combustible de moteur en fonction de la température ambiante.

Il apparait clairement que le débit massique de combustible de la turbine est constant avec la variation de la température ambiante car le débit massique d'air est toujours compensé c'est-à-dire constant. D'autre part on remarque que le débit de combustible de moteur est proportionnel avec la variation de la température ambiante, parce que le débit d'air injecté augmente, donc la puissance de compresseur de système d'injection aussi augmente. En conséquence la chaleur fournie par le moteur et le débit de combustible consommé par le moteur augmente.

La figure (III.9) montre aussi que le débit de combustible de moteur est très faible par rapport à celle de la turbine.

III.4.5. Travail spécifique de compresseur axial

La figure (III.10) représente la variation de travail spécifique de compresseur en fonction de la température ambiante avec le système d'injection et sans système injection d'air.

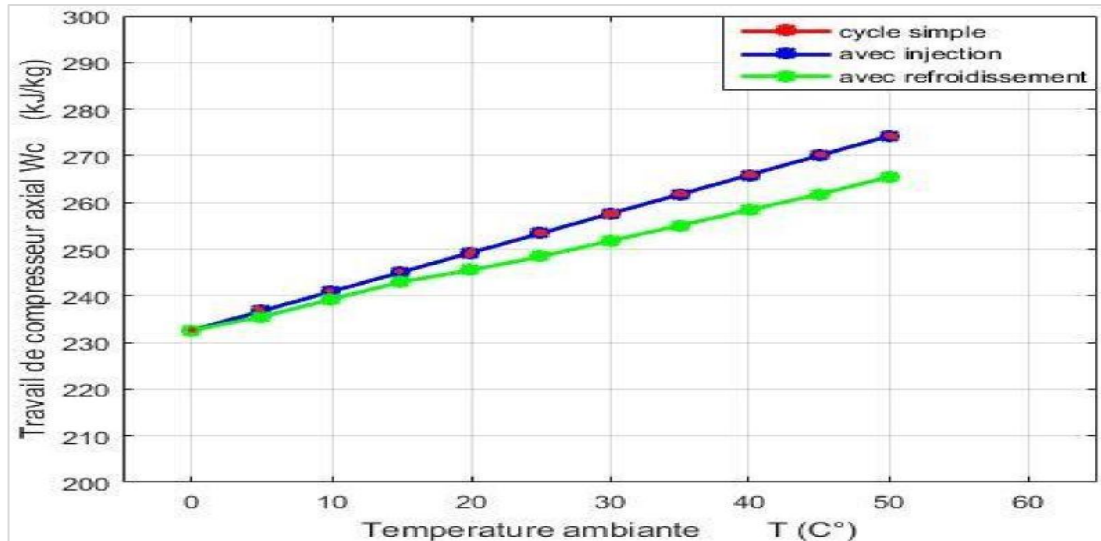


Figure III.10: Variation de travail spécifique de compresseur axial en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure (III.10) nous avons remarqué que les allures du travail spécifique pour les trois cas sont identiques c'est-à-dire que quand la température ambiante augmente le compresseur consomme plus de puissance. On constate aussi que dans le cycle avec injection d'air la puissance nécessaire au compresseur est la même que dans le cycle simple. Ceci est dû au fait que le système d'injection d'air n'a aucune influence sur le compresseur axial de la turbine, parce qu'il injecte l'air dans le refoulement de ce dernier. Par contre avec le système de refroidissement où l'air à l'admission est refroidi, le travail de compression est plus faible que ceux correspondant aux deux autres cas. On note aussi que la différence des rendements est proportionnelle à la température ambiante et elle devient plus importante aux températures élevées.

III.4.6. Température à la sortie de la chambre de combustion

La figure III.11 représente la variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante avec le système injection d'air.

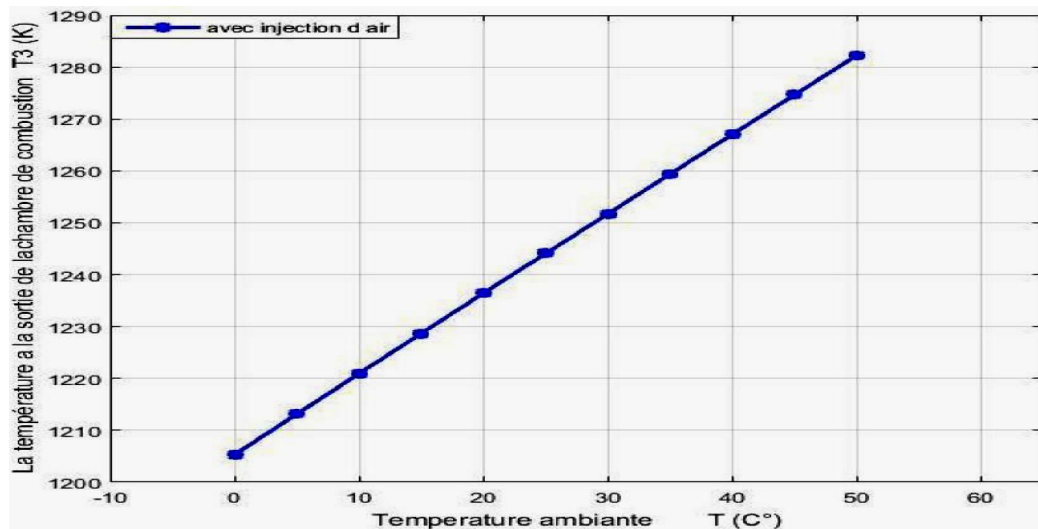


Figure III.11: Variation de la température à la sortie de la chambre de combustion en fonction de la température ambiante.

D'après les résultats de la figure (III.11) on remarque que la température à la sortie de la chambre de combustion est proportionnelle à la température ambiante, plus la température ambiante augmente, plus cette dernière augmente.

III.4.7. Puissance utile de l'installation

La figure (III.12) représente la Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température ambiante.

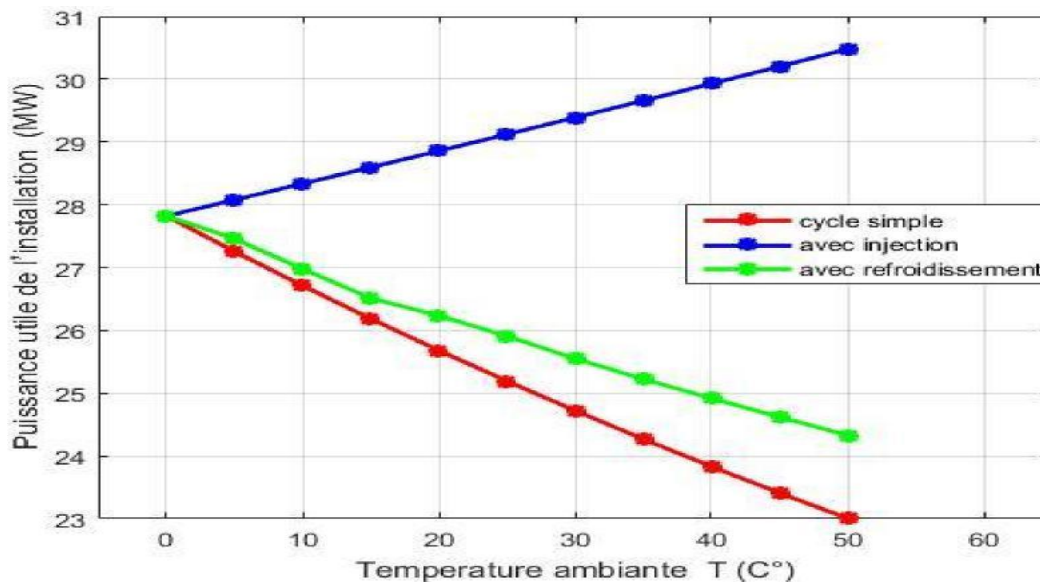


Figure III.12: Variation de puissance utile de l'installation en fonction de la température Ambiante.

Il est bien clair d'après la figure (III.12) l'influence de la température d'admission sur la puissance produite. On peut remarquer que lorsqu'on utilise le système de

refroidissement la puissance utile est améliorée par rapport à celle produite par le cycle simple. Cette augmentation est due à deux paramètres :

- L'augmentation du débit massique due à l'évaporation de l'eau dans l'air à l'entrée du compresseur.
- et la diminution du travail spécifique de la compression due à l'abaissement de la température d'admission réalisé par le système de refroidissement.

Sur la même figure on peut aussi constater que la puissance est meilleure lorsqu'on utilise le système d'injection d'air. Cette puissance augmente proportionnellement avec la température ambiante. Cette augmentation est due à deux paramètres :

- l'augmentation du débit massique due à l'injection d'air au refoulement du compresseur axial.
- quand la température ambiante (à l'entrée du compresseur) augmente, la température à la sortie du compresseur augmentera aussi ce qui nous permettra d'avoir un débit d'air avec une enthalpie plus importante à la sortie de la chambre de combustion et ceci pour le même débit de combustible utilisé dans le cycle simple.

En conséquence la puissance délivrée par la turbine sera plus importante.

III.4.8. Rendement thermique de l'installation

La figure (III.13) représente la variation de rendement de l'installation en fonction de la température ambiante avec et sans système injection d'air.

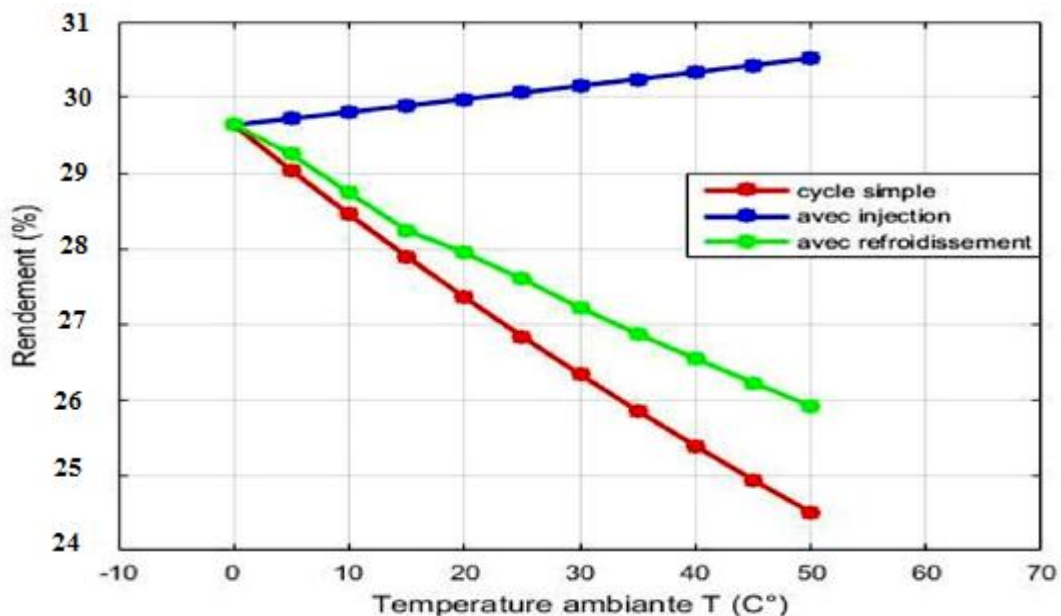


Figure III.13: Variation de rendement de l'installation en fonction de température ambiante.

Pour le cycle simple et le cycle avec refroidissement on note que le rendement est inversement proportionnel avec la température, plus la température augmente le rendement diminue. Sur une

Plage de température de 0 à 50 °C le rendement de cycle simple varie entre 29.70% à 24.50%, et le rendement de cycle avec refroidissement varie de 29.70% à 25.90%. On constate aussi que pour une même température le rendement obtenu avec refroidissement est meilleure que celui du cycle simple. Par contre pour le cycle avec injection d'air la figure (III.13) montre que le rendement est plus amélioré, pour la même plage de température le rendement varie de 29.70% à 30.55%.

A l'inverse du cycle simple et le cycle de refroidissement le rendement du cycle avec injection d'air varie proportionnellement avec la température ambiante. Plus la température augmente plus le rendement augmente.

Avec même température le rendement du cycle avec injection d'air est nettement plus important que les rendements correspondant au cycle simple et cycle avec refroidissement.

Choix et dimensionnement d'un Système d'injection d'air

IV. Choix et dimensionnement D'un Système D'injection d'air	113
IV.1.Choix de moteur d'entrainement	113
IV.2.Choix du compresseur	115
IV.3.Dimensionnement du compresseur centrifuge	117
IV.4.Choix de l'échangeur	122

IV. Choix et dimensionnement D'un Système D'injection d'air

Dans ce chapitre, nous allons présenter des généralités, des définitions ainsi que de la théorie de cet équipement qui est très utilisé dans l'industrie

Cette partie de travail port sur le dimensionnement du compresseur du système d'injection d'air et une étude sur le choix des différents organes, et le type de chaque organe de système.

IV.1. Choix de moteur d'entraînement

Pour entrainer une machine réceptrice il faut un moteur d'entraînement qui donne la puissance nécessaire, dans notre système on a un compresseur comme machine réceptrice, d'après l'analyse énergétique du système d'injection on a trouvé que sa puissance maximale est 2000 kW, donc on a besoin d'un moteur qui peut fournir cette puissance.

Lors du choix d'un moteur pour une application particulière, on devra tenir compte à la fois du coût d'investissement, coûts en énergie qu'entraîne son utilisation et les conditions de fonctionnement.

Il existe plusieurs types de moteurs d'entraînement on peut utiliser dans notre système, on examinera ces différents types afin de choisir le moteur le plus approprié pour nos conditions de fonctionnement (puissance, climat ...etc.).

- Moteur électrique.
- Turbine à gaz ou à vapeur.
- Moteur alternatif.



Figure IV.1: Moteurs d'entraînement.

On élimine les moteur électrique dans notre choix car :

- ❖ On a besoin d'une grande vitesse variable et le moteur électrique à une vitesse Constante et N'est pas élevé.
- ❖ Sa consommation d'électricité très élevé.
- ❖ Sa durée de vie est courte par rapport à la durée de vie d'un moteur alternatif ou d'une turbine À gaz.

Donc notre choix approprié est limité entre une petite turbine à gaz ou un moteur alternatif.

IV.1.1. Comparaison entre un moteur alternatif et une turbine à gaz

- ❖ La Possibilité d'utiliser plusieurs combustibles dans la turbine à gaz.
- ❖ la quasi-totalité de la chaleur non transformée en énergie mécanique par la turbine à Gaz se retrouve dans les gaz d'échappement à une température de l'ordre de 450-550°C.
- ❖ Le rendement de la turbine à gaz est inférieur à celui d'un moteur alternatif. À titre Indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3 000 kW, 32 à 38 % pour un moteur.
- ❖ Au-dessous de 3 000 kW environ, le prix d'installation des turbines à gaz est plus élevé Qu'un moteur.
- ❖ Le temps de lancement de la turbine est beaucoup plus long que celui d'un moteur alternatif, à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un moteur alternatif.

D'après cette comparaison entre un moteur alternatif et une turbine à gaz on peut choisir pour notre cas d'étude un moteur alternatif comme moteur d'entraînement car :

- ❖ Il a un bon rendement thermique.
- ❖ Facile à exploiter et sa consommation énergétique est très faible par rapport à une turbine à gaz.
- ❖ Cout d'investissement d'une turbine est très élevé par rapport à un moteur alternatif.

IV.1.2. Choix de type de moteur alternatif

Les moteurs alternatifs sont très utilisés pour générer des puissances moyennes ou un peu élevées, Il existe trois types de moteurs alternatif, moteur à essence, moteur diesel et moteur à gaz, ce dernier retient notre attention car Hassi R'mel est une région gazière, sachant que le gaz est moins chère par rapport aux autres carburants, et d'autre part, pour utiliser le même combustible que celui de notre turbine à gaz.

IV.2. Choix du compresseur

Les compresseurs sont des équipements mécaniques permettant d'élever la pression d'un gaz. Les applications des compresseurs sont très diversifiées: production d'air comprimé, ventilation, climatisation, compression et déplacement des gaz procédés...etc.

Dans le monde d'industrie il existe plusieurs types de compresseur, On peut les segmentés en quatre catégories principales :

- Alternatif (volumétrique).
- Rotatif (volumétrique).
- Centrifuge (Dynamique).
- Axial (Dynamique).

Les différents types des compresseurs sont représentés sur la figure (IV.2).

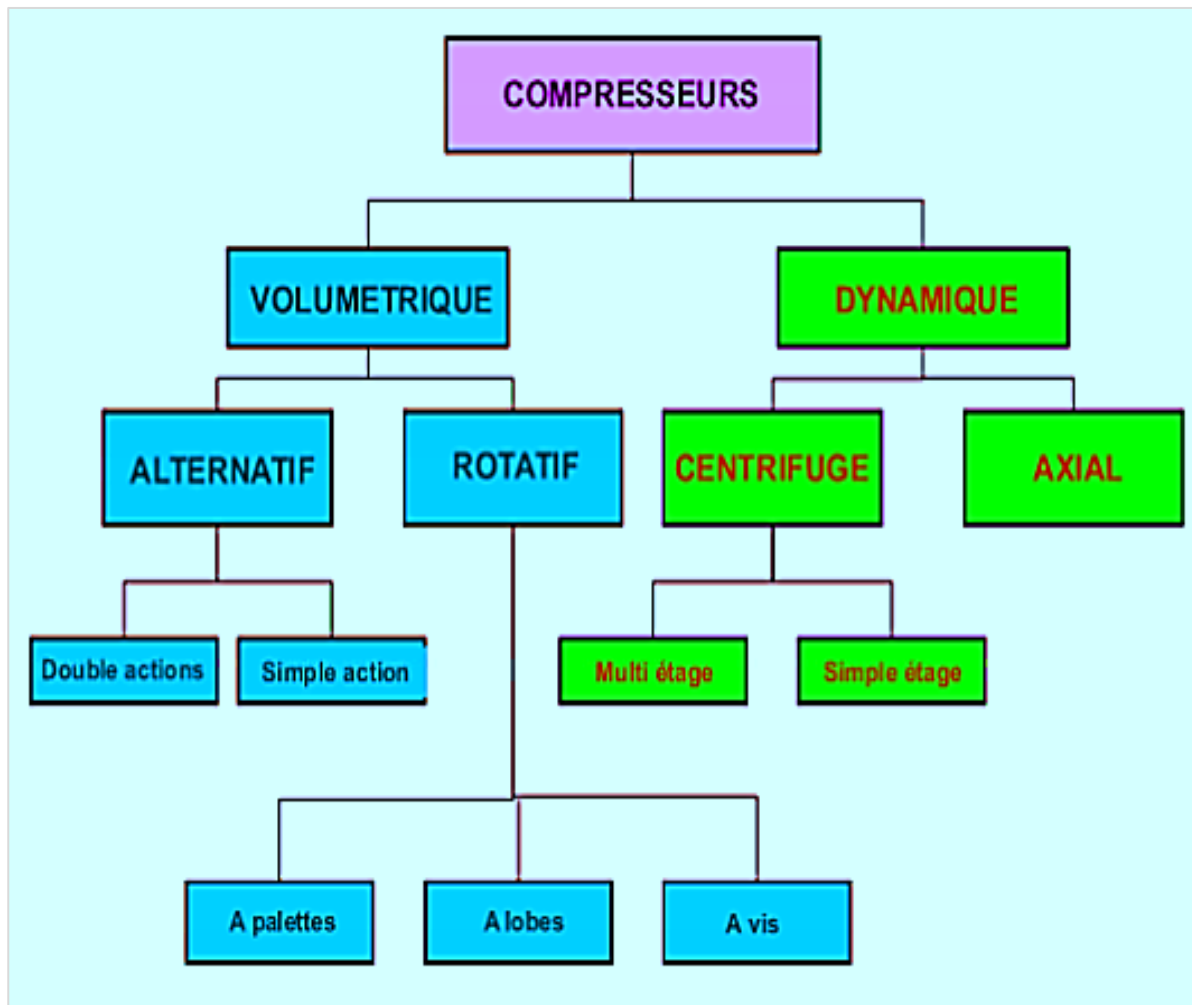


Figure IV.2: Catégories principales de compresseur

IV.2.1. Critères de choix du type de compresseur

Le choix d'un compresseur sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (taille, poids, prix, etc...).

D'après l'étude du cycle simple qui a été fait dans le chapitre quatre, on a trouvé que le débit massique d'air d'admission est inversement proportionnel avec la variation de la température ambiante, avec une perte de débit massique de 21 kg/s. Donc on a besoin d'un compresseur qui compense un débit volumique de 72000m³/h à une pression de $P_s = 7$ bar pour adapter à la pression de refoulement de compresseur axial de la turbine. On va attribuer les conditions de travail sur la figure suivante, Afin d'identifier le type de Compresseur que nous pouvons utiliser.

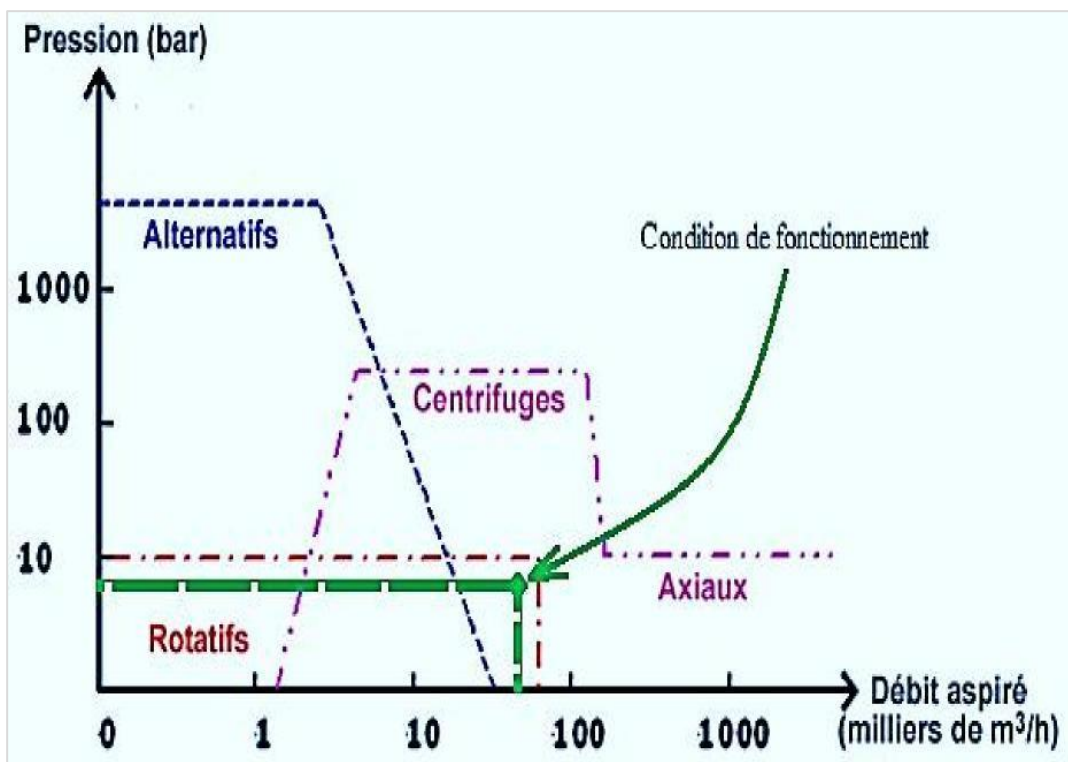


Figure IV.3: Plages d'application des différents types de compresseurs

La figure (IV.3) montre que le point de condition de fonctionnement se situe sur la plage de trois types de compresseurs qui sont les compresseurs rotatifs, centrifuges et axiaux.

Pour finaliser le choix entre les trois compresseurs on a fait une petite recherche sur les avantages et les inconvénients des différents types de compresseurs. Les résultats de recherche sont présentés dans le tableau (IV.1).

Type de Compresseur	Compresseurs Volumétriques		Compresseurs Dynamiques	
	Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Bien adaptés aux petits débits ✚ Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions ✚ Relativement souple à exploiter 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit ✚ Débit régulier ✚ Fiabilité satisfaisante ✚ Débit plus régulier que les compresseurs alternatifs 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz ✚ Relativement souple à exploiter ✚ Excellente fiabilité 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Très bon rendement ✚ Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées ✚ Excellente fiabilité
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Débit pulsé ✚ Fiabilité moyenne au niveau des soupapes ✚ Avoir une machines-en secours 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Pas appliqué aux hautes pressions (maxi 50 Bars) 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Pas adapté aux faibles débits ✚ Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate ✚ Prix élevé 	<ul style="list-style-type: none"> ✚ Rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux

Tableau IV.1: Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

D'après cette petite recherche sur les différents types de compresseurs on peut dire que le compresseur centrifuge est le plus favorable dans notre cas, car il est bien adapté aux moyens et grands débits, il est de petite taille par rapport à un compresseur axial, et surtout il est fiable par rapport à un compresseur volumétrique. Ce dernier point est très important, car dans les secteurs à risque d'explosion comme la chimie, la pétrochimie ou les usines de production de gaz, les machines utilisées doivent satisfaire à des normes maximales de sécurité pour protéger les hommes, les machines et l'environnement.

IV.3. Dimensionnement de compresseur centrifuge

Dans cette partie de travail on fait le dimensionnement du compresseur centrifuge qu'on va utiliser dans le système d'injection.

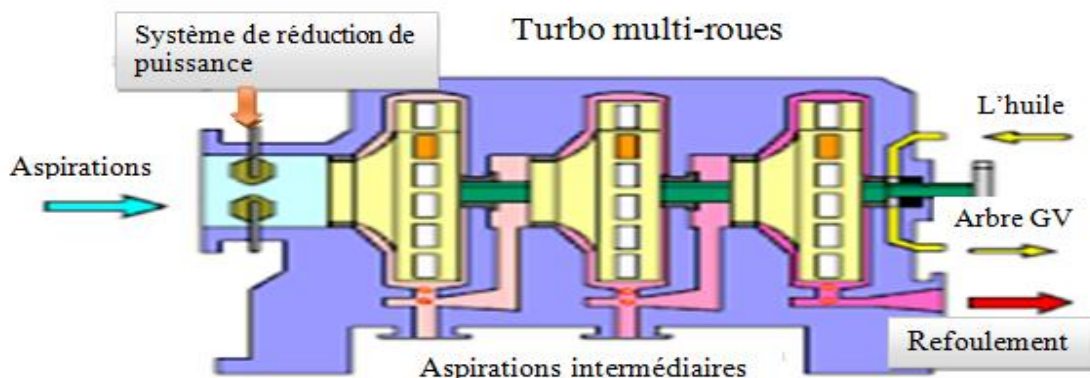


Figure IV.4: Compresseur centrifuge multi-étage.

La sélection d'un compresseur est le fait exclusif du fournisseur de la machine sur la base d'un cahier des charges incluant les conditions procédés à remplir.

Cependant en phase de conception d'un procédé, il peut être utile de définir approximativement :

- Nombre d'étages.
- Diamètre de la machine.
- Vitesse de rotation.

On fait cette étude pour la condition la plus défavorable (débit maximale, température maximale) telle que :

- La température de l'air ambiant : $T_{\text{amb}}=50\text{ °C}$.
- La pression de l'air ambiant : $P_{\text{amb}}=1.013\text{ bar}$.

$$\rho_{\text{air}} = \frac{P_{\text{atm}}}{r \cdot T_{\text{atm}}} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 323} \dots\dots\dots (IV.1)$$

$$\rho_{\text{air}} = 1,1156\text{ kg/m}^3$$

- D'après l'analyse énergétique de système d'injection qu'on fait dans le chapitre précédent le débit volumique injecté à la température $T_{\text{amb}}=50\text{ °C}$:

$$Q_{V_a} = 17,13\text{ m}^3/\text{S} \Rightarrow Q_{m_a} = 19,11\text{ kg/S}$$

IV.3.1. Nombre d'étage ($n_{\text{étage}}$)

Le taux de compression par étage est souvent limité par la température du gaz atteinte. Celle-ci est couramment limitée à 250 °C pour des raisons mécaniques [20,21].

Si la température du gaz n'est pas une contrainte, le relevage d'enthalpie généré par les impulseurs est limité par leur vitesse. Ainsi un impulseur ayant un coefficient manométrique de 0,7 (le plus élevé dans la gamme des impulseurs centrifuges radiaux), le relevage culminera à 60 ou 80 kJ/kg pour une vitesse périphérique de 300 ou 350m/sec [21].

Le taux de compression global de la machine est le produit des taux de compression de chaque étage.

$$n_{\text{étage}} = \frac{\Delta H_T}{\Delta H_e} \dots\dots\dots (IV.2)$$

$n_{\text{étage}}$: Nombre d'étage de compresseur.

$$\Delta H_T = H_2 - H_1 \dots\dots\dots(IV.3)$$

$$\Delta H_T = C_{p2} \cdot T_2 - C_{p1} \cdot T_1 \dots\dots\dots(IV.4)$$

$$\Delta H_T = 1.0167 \cdot 403.96 - 1.0067 \cdot 323$$

$$\Delta H_T = 89.2603 \text{ kJ/kg}$$

Le relevage d'enthalpie ΔH_e pour un étage : $60 \text{ kJ/kg} \leq \Delta H_e \leq 80 \text{ kJ/kg}$ pour une vitesse périphérique de 250 ou 350m/sec.

Donc on prend : $\Delta H_e = 70 \text{ kJ/kg}$

Alors :

$$n_{\text{étage}} = \frac{\Delta H_T}{\Delta H_e} = \frac{85,54}{70} \Rightarrow n_{\text{étage}} = 1,27 \dots\dots\dots(IV.5)$$

On prendra : $n_{\text{étage}} = 2$

IV.3.2. Dimensions de la roue

Le pré dimensionnement de la machine consiste à rechercher un type d'impulseur son diamètre et sa vitesse de rotation.

- **Calcul de la vitesse périphérique**

$$U_2 = \sqrt{\frac{W_{\text{réel}}}{\mu \cdot n_{\text{étage}}}} \Rightarrow U_2 = \sqrt{\frac{89260,3}{0,7 \cdot 2}} \Rightarrow U_2 = 252,50 \text{ m/s} \dots\dots(IV.6)$$

- **Calcul du rayon de la roue (R_2)**

$$\Phi = \frac{Q_{v,\text{asp}}}{U_2 \cdot R_2^2} \dots\dots\dots(IV.7)$$

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q_{v,\text{asp}}}{U_2 \cdot \Phi}} \dots\dots\dots(IV.8)$$

R_2 : Rayon de la roue.

Φ : Coefficient de débit.

D'après la référence [2] pour un compresseur centrifuge : $0.04 \leq \Phi \leq 1.2$

On prend la valeur moyenne : $\Phi = 0.62$

$$R_2 = \sqrt{\frac{17,13}{252,50 \cdot 0,62}} \Rightarrow R_2 = 0,330 \text{ m} \Rightarrow D_2 = 0,660 \text{ m}$$

- **Calcul de la vitesse de rotation (N)**

La vitesse de rotation est exprimée par la formule suivante :

$$N = \frac{30 \cdot U_2}{\pi \cdot R} \Rightarrow N = \frac{30 \cdot 252,50}{3,14 \cdot 0,330} \dots \dots \dots (IV.9)$$

$$N = 7306,66 \text{ tr/min}$$

• **Largeur de la roue (b)**

La formule de la largeur intérieure de la roue est exprimée par formule suivante :

$$b_1 = \frac{Q_{ma}}{C_{1r} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \rho_1} \dots \dots \dots (IV.10)$$

➤ **Calcul de la vitesse radiale**

À l'entrée la vitesse radiale égale à la vitesse absolue $C_{1r} = C_1$, à l'entrée des aubes la vitesse absolue est choisie telle que :

$$C_1 = \xi \sqrt{2 \cdot W_r} \dots \dots \dots (IV.11)$$

Et : $0,20 \leq \xi \leq 0,30$

Donc on prend : $\xi = 0,25$

$$C_1 = 0,25 \sqrt{2 \cdot W_r} \Rightarrow C_1 = 0,25 \sqrt{2 \cdot 89260,3} = 105.63 \text{ m/s}$$

Alors: $C_{1r} = C_1 = 105.63 \text{ m/s} \dots \dots \dots (IV.12)$

➤ **Calcul de diamètre intérieur**

Le diamètre extérieur D_2 est toujours voisin de 2. D_1 alors :

$$D_1 = \frac{D_2}{2} \dots \dots \dots (IV.13)$$

R_2 : le rayon de la roue

$$D_1 \frac{0,660}{2} \Rightarrow D_1 = 0,330 \text{ m}$$

Alors :

$$b_1 = \frac{19,11}{105,63 \cdot 3,14 \cdot 0,330 \cdot 1,1156} \Rightarrow b_1 = 0.156 \text{ m}$$

Pour déterminer la largeur extérieure de la roue on utilise le théorème de conservation de débit entre la sortie et l'entrée du compresseur centrifuge :

$$Q_m = \rho_1 * S_1 * C_{1r} = \rho_2 * S_2 * C_{2r} \dots\dots\dots(IV.14)$$

$$\rho_1 * 2\pi * R_1 * b_1 * W_{1r} = \rho_2 * 2\pi * R_2 * b_2 * W_{2r} \dots\dots\dots(IV.15)$$

$$\rho_1 * 2\pi * R_1 * b_1 * W_1 \sin\beta_1 = \rho_2 * 2\pi * R_2 * b_2 * W_2 \sin\beta_2 \dots\dots\dots(IV.16)$$

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 * R_1 * W_1 \sin\beta_1}{\rho_2 * R_2 * W_2 \sin\beta_2} \dots\dots\dots(IV.17)$$

Comme on sait : $W_2 = \Omega * W_1 \dots\dots\dots(IV.18)$

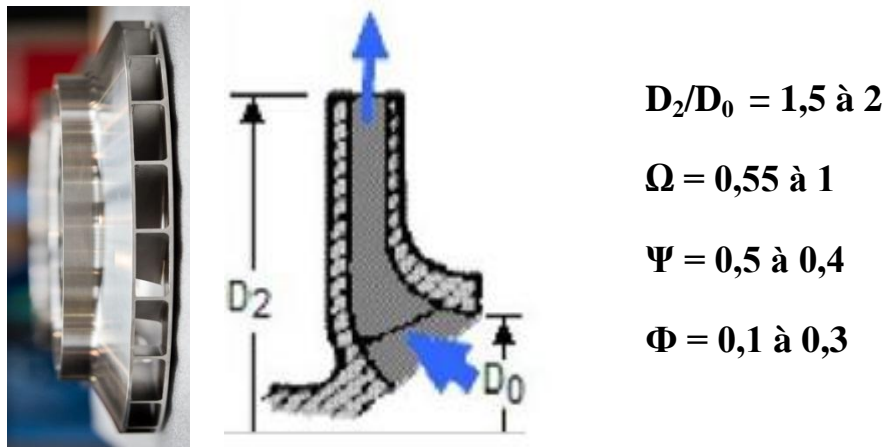


Figure IV.5: Valeur typique des invariant selon le type de l'impulseur.

D'après la figure IV.5 pour notre type de la roue, le coefficient de vitesse égale à : $\Omega=0.5$ à 1 donc on prend la valeur moyenne : $\Omega = 0.7$

Alors :

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 * R_1 * W_1 \sin\beta_1}{\rho_2 * R_2 * W_2 \sin\beta_2} \dots\dots\dots(IV.19)$$

Pour un triangle de vitesse symétrique on a : $\sin\beta_1 = \sin\beta_2$

Donc:

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{\rho_1 * R_1}{\rho_2 * R_2 * \Omega} \Rightarrow b_2 = \frac{\rho_1 * R_1}{\rho_2 * R_2 * \Omega} * b_1 = \frac{1,1156 * 0,165}{6,04 * 0,330 * 0,77} * 0,156 \dots\dots\dots(IV.20)$$

$$b_2 = 0.021 \text{ m}$$

IV.3.3. Conclusion

Les calculs des caractéristique de compresseur centrifuge sont donnée les résultats suivant :

- Nombre d'étages : $n_{\text{étage}} = 2$
- Vitesse périphérique : $U_2 = 252,50$ m/s
- Vitesse de rotation : $N = 7066,6$ tr/min
- Diamètre intérieur : $D_1 = 0,330$ m
- Larguer intérieur de la roue : $b_1 = 0,156$ m
- larguer extérieure de la roue : $b_2 = 0.021$ m

IV.4. Choix de l'échangeur

Chaque fois qu'on a besoin de réchauffer ou de refroidir un fluide à l'aide d'un autre fluide on utilise les échangeurs thermiques.

Ces dispositifs permettent le transfert de chaleur entre les deux fluides à des températures différentes. Ils doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur pour une grande efficacité thermique.

IV.4.1. Généralité sur les échangeurs

Les échangeurs de chaleur ont été utilisés dans diverses industries pour un large éventail d'applications. Certaines de ces applications peuvent être trouvées dans le secteur de chauffage, domaine de climatisation, production d'électricité, récupérations de la chaleur perdue, et traitement des produits chimiques...etc. [37]

IV.4.2. Définition

L'échangeur de chaleur est un équipement statique qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaude à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. [38]

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. [38]

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au

travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi [38]

Donc L'échangeur est un équipement statique permettant de transférer l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide. [35]

Les matériaux composant l'échangeur thermique doivent être les plus conducteurs possible afin de favoriser l'échange thermique. [33]

IV.4.3. Les Modes de fonctionnement des échangeurs

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif de l'écoulement des deux fluides. [31]

- ✓ **À courant parallèle** : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.
- ✓ **À contre-courant** : idem, mais les courants vont dans des sens opposés.
- ✓ **À courant croisé** : les deux fluides sont positionnés perpendiculairement.
- ✓ **À tête d'épingle** : un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, que le deuxième fluide traverse. Cette configuration est comparable à un échangeur à courant parallèle sur la moitié de la longueur, et pour l'autre moitié à un échangeur à contre-courant.
- ✓ **À contact direct ou à mélange** : les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau. [38]

IV.4.4. Le choix d'échangeur thermique dans l'industrie

Le **bon choix** des équipements industriels est très important, comme l'existence des échangeurs est obligatoire, dans la plupart des unités industrielles.

Donc pour le choix d'un modèle d'échangeur thermique dans l'industrie Il faut considérer **plusieurs** choses :

- ❖ Les caractéristiques de l'application.
- ❖ La technologie disponible.

Avant que le choix d'un échangeur thermique s'effectue, il faut connaître les

principales spécificités de l'application au sein de laquelle il sera mis en place.

Aussi **cinq points** importants :

- a. La place de l'échangeur :** Quel **rôle** jouera l'échangeur ? A quoi sert-il ? Quelle **place** occupera-t-il dans l'installation ?
- b. Le type de fluides :** Il est nécessaire de connaître tous les caractéristiques des fluides qui circuleront dans l'échangeur. S'agit-il d'un **gaz** ou d'un **liquide** ? Est-il **visqueux** ? **Salé** ?
- c. Les températures d'entrée et de sortie :** C'est la suite des informations sur les fluides : à quelle **température entrent-ils**? et à quelle température faut-il qu'ils **sortent**?
- d. Les débits d'entrée et de sortie :** Il faut également savoir à quelle **pression** et à quel **débit** les fluides **entrent** et **sortent** de l'échangeur.

La perte de charge : Cela désigne la **pression** qu'il est possible de « **perdre** » dans l'échangeur. La **place** de l'échangeur est donc **importante**, car si par exemple l'échangeur est placé en bas d'une colonne et doit envoyer le fluide sortant vers le haut, il va falloir que celui-ci sorte à haute pression [38].

IV.4.5. Les différents types des échangeurs

IV.4.5.1. Echangeurs à fluide séparés

Nous ne considérons ici que les échangeurs à fluides séparés, ou le transfert de chaleur s'effectue à travers une paroi matérielle, ce qui exclut donc les échangeurs dits

« à contact direct ». Il existe deux grandes catégories d'échangeurs thermiques : les échangeurs tubulaires, et les échangeurs à plaques.

Les premiers sont très imposants par leur taille (jusqu'à 40 mètres de long et 5 mètres de diamètre), mais très robustes. Ils peuvent résister à des températures et des pressions très importantes, mais ont beaucoup d'inconvénients.

Les échangeurs thermiques à plaques, quant à eux, sont beaucoup plus compacts et bien plus faciles à maintenir, tout en offrant une efficacité énergétique et une performance supérieure. [38]

IV.4.5.1.1. Echangeurs tubulaires [35]

Comme leur nom l'indique, les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent [35]

- soit un tube unique (serpentin) : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin [30]
- soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes) : [30]

L'un des fluides circule dans le tube central et l'autre dans la couronne comprise entre les deux tubes. La circulation des fluides peut s'effectuer soit dans le même sens (on parle alors d'échangeurs "co-courant") soit en sens inverse, dans ce cas l'échangeur est dit à "contre-courant". Le tube intérieur peut être muni d'ailettes pour augmenter la surface d'échange et créer des turbulences de manière à augmenter l'efficacité.

- soit un faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe appelée calandre : [36]

Ces échangeurs sont les plus fréquemment utilisés dans l'industrie. Ils peuvent être fabriqués à partir de nombreux matériaux et sont utilisables pratiquement sans limite de température et de pression.

Il existe de nombreux types d'échangeurs à tubes et calandre (à tête flottante, à tubes en U....). [38]

1- Échangeur à tube et calandre : L'échangeur actuellement le plus répandu

C'est loin le type d'échangeur le plus répandu mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeur, l'un des fluides circule dans le réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à effectuer un ou même plusieurs aller-retour, on trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer la circulation du fluide à travers tout le réservoir sans que le fluide ait tendance à prendre le plus court chemin entre l'entrée et la sortie.

De tous les échangeurs de chaleur utilisés, l'échangeur à calandre multitubulaire est le plus répandu.

Son coût est relativement modique comparativement aux autres et on en trouve dans une infinie variété de dimensions, de capacités, de matériaux, etc. c'est pourquoi l'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire devrait être l'une des premières configurations à évaluer dans tout projet éventuel de récupération de chaleur perdue.

La figure (IV.6).illustre un modèle classique d'échangeur de chaleur à calandre multitubulaire. Cet échangeur gaz-liquide ou liquide-liquide consiste en un faisceau de petits tubes parallèles contenus à l'intérieur d'une calandre cylindrique. Un des fluides circule à l'intérieur des tubes pendant que l'autre circule sur le faisceau de tubes, à l'intérieur de la calandre. [38]

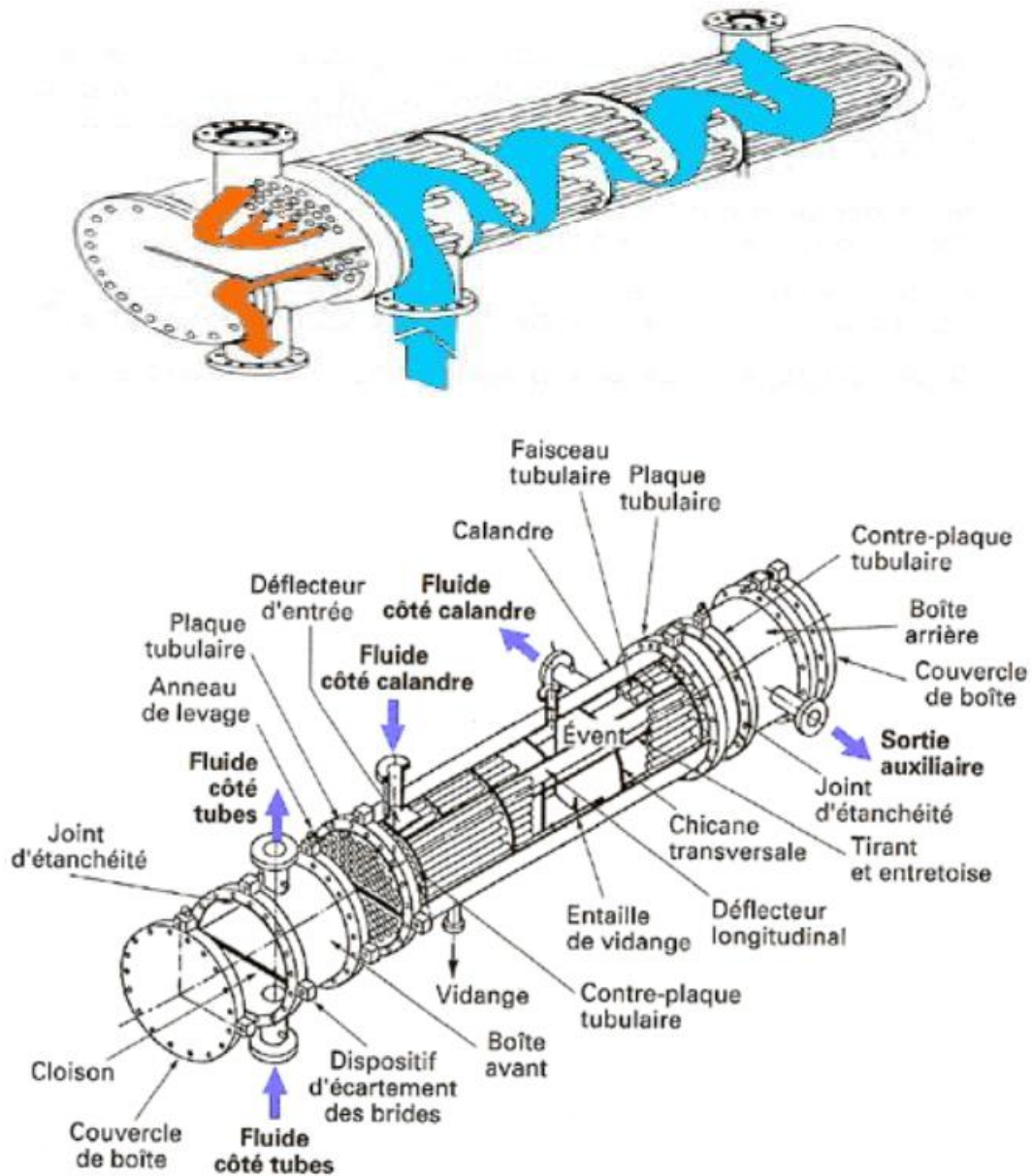


Figure IV.6: Echangeur à tube et calandre multitubulaire

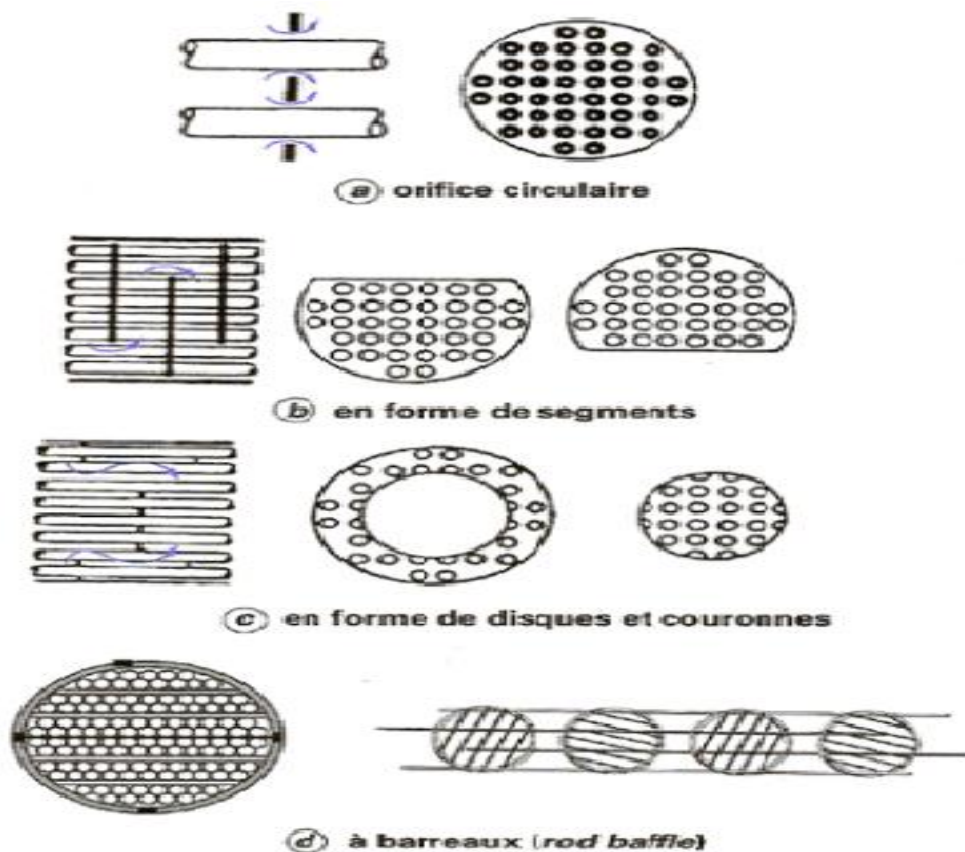


Figure IV.7: définition de quatre formes d'échangeur à tube et calandre

2- Echangeur de chaleur à serpentin

Cet échangeur de chaleur consiste en deux bandes métalliques relativement longues qui s'enroulent concentriquement de façon à former une paire de canaux distincts, étanches et disposés en spirale Figure (IV.8). Il est plus compact et est moins sujet à l'encrassement comparativement aux échangeurs à calandre multitubulaire.

Les échangeurs de chaleur à serpentin sont fréquemment utilisés pour les eaux usées de refroidissement et récupèrent efficacement la chaleur dégagée par la vapeur à pression atmosphérique. On pourrait utiliser un échangeur de chaleur à serpentin pour condenser la vapeur à pression atmosphérique émanant des évaporateurs et s'en servir pour réchauffer l'eau servant au nettoyage. L'efficacité de ce récupérateur de chaleur se situe habituellement entre 60 et 65 % [34]

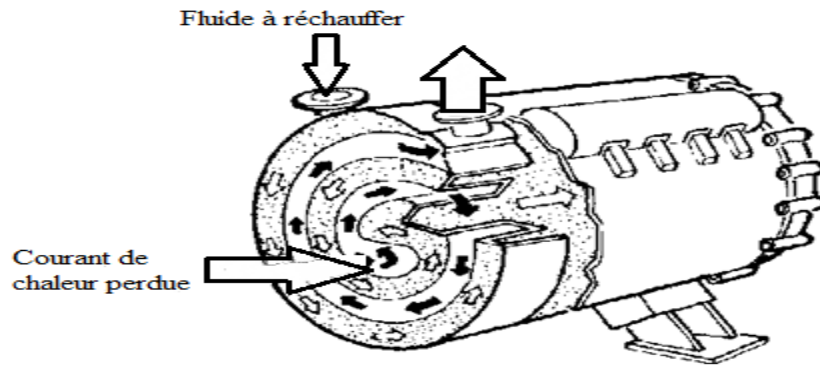


Figure IV.8: Echangeur de chaleur à serpentin.

3- Echangeur de chaleur à tubes concentriques [70]

Ce genre d'échangeur de chaleur consiste en deux ou trois tubes concentriques. Le fluide de chauffage ou de refroidissement circule dans le tube intérieur et le produit qui doit être réchauffé ou refroidi passe par le deuxième tube. Si on utilise un système à trois tubes, le fluide de chauffage ou de refroidissement circule aussi dans le tube extérieur. La figure (VI.9) illustre un échangeur de chaleur comportant trois tubes concentriques.

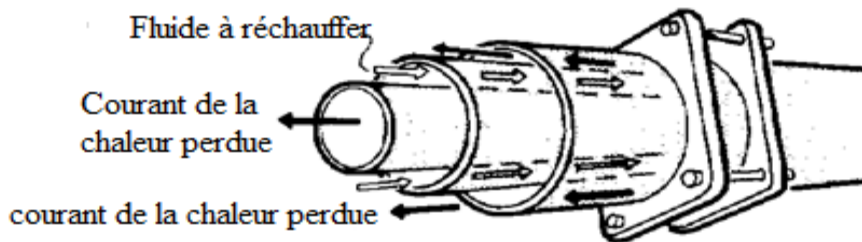


Figure IV.9: Echangeur de chaleur à tubes concentriques

4- Échangeur à tubes en U [38]

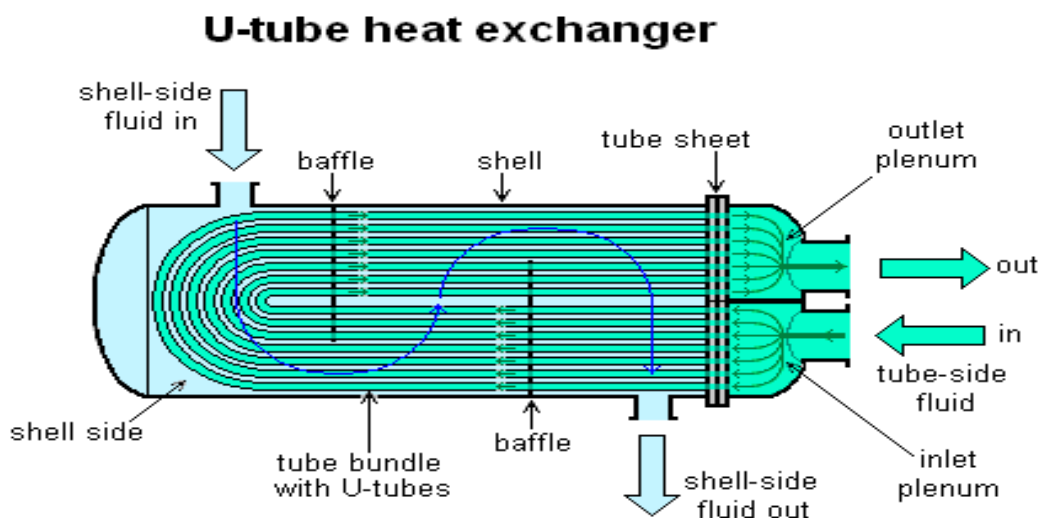


Figure IV.10: Schéma d'un échangeur à tubes en U

Il s'agit de l'échangeur le plus commun.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions • Libre dilatation des tubes et du corps • Toutes puissances 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrement • Prix de revient élevé • Débouchage difficile 	<ul style="list-style-type: none"> • vapeur/eau • Eau surchauffée/eau • Huile/eau • Process

Tableau IV.2 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un Échangeur à tubes en U

5- Échangeur à faisceau tubulaire horizontal [36]

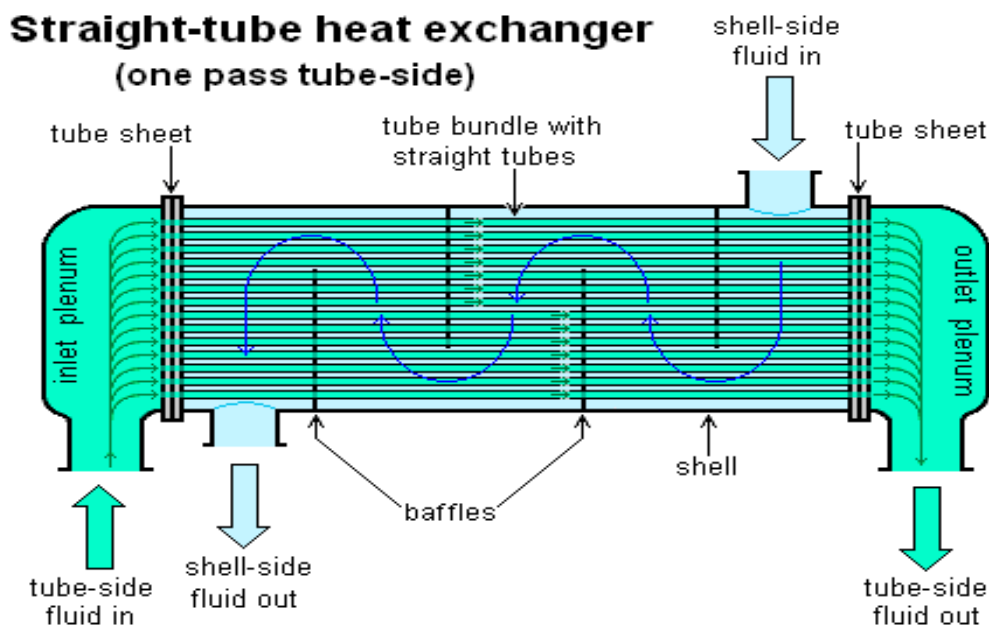


Figure IV.11 : Schéma d'un échangeur tubulaire

Un échangeur tubes-calandre (ou *échangeur de chaleur coque et tube*, ou encore *échangeur à tubes et virole*) est constitué d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.

À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide suivant le chemin imposé par les chicanes voir figure (IV.11).

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions • Pour toutes les puissances • Economique • Accepte des grands écarts de température • Peut être utilisé en condensation partielle 	<ul style="list-style-type: none"> • Contraintes sur les tubes • Difficulté de nettoyages (multitubes) • Sensible aux vibrations 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Vapeur/eau • Huile/eau • Eau surchauffée/eau

Tableau IV.3 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un Échangeur à faisceau tubulaire horizontal

6- Échangeur à faisceau tubulaire vertical [37]

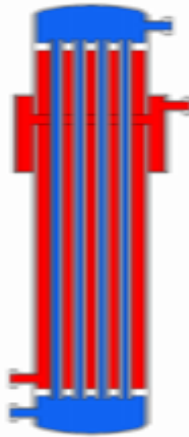


Figure IV.12 : Schéma d'un échangeur tubulaire

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Faible encombrement • L'échangeur peut être plein de condensat • Parfaitement adapté à l'échange vapeur haute pression/eau 	<ul style="list-style-type: none"> • Formation de poche d'air 	<ul style="list-style-type: none"> • Vapeur HP/eau • Eau surchauffée/eau • Fluide thermique/eau • Fumées/eau • Process

Tableau IV.3 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un Échangeur à faisceau tubulaire horizontal

7- Échangeur tubulaire coaxiaux [36]

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les deux fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire

.Dans le premier cas on parle de configuration en Co- courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre- courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.



Figure IV.13 : Échangeur tubulaire coaxiaux

8- Échangeur à spirales [38]

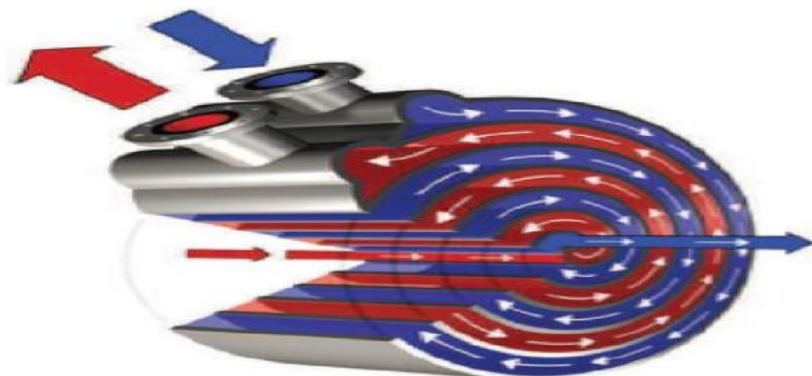


Figure IV.14 : Schéma d'un échangeur à spirale

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^2 , ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Grande surface de contact • Large passage • Encombrement réduit • Excellent condenseur • Autonettoyant 	<ul style="list-style-type: none"> • Non démontable • Ecart de T limités 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Vapeur/eau • Eau surchauffée/eau

Tableau IV.4 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à spirale

9- Échangeur à Colonne de Bouhy [30]

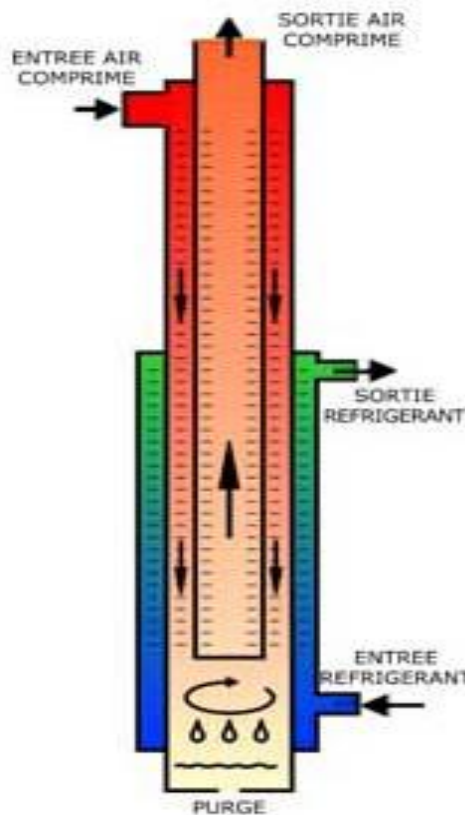


Figure IV.15 : schéma d'un échangeur à colonne de Bouhy

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sècheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à amener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge.

10- Échangeur à bloc [30]

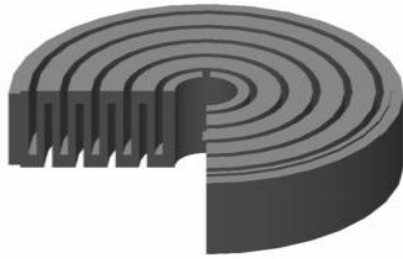


Figure IV.16 : Schéma d'un échangeur à bloc complexe

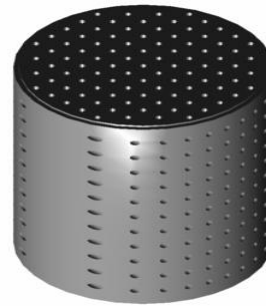


Figure IV.17 : Schéma d'un échangeur à bloc simple

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les deux fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux. Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Bonne résistance chimique • Inertie • Peu de pertes thermiques • Modulable 	<ul style="list-style-type: none"> • Sensible aux grands écarts de T • Sensible aux chocs • Coefficients de transfert moyen • Prix 	<ul style="list-style-type: none"> • Vapeur/eau • Eau/eau • Eau surchauffée/eau • Liquides corrosifs

Tableau IV.5 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à bloc

11- Échangeur à ailettes [73]

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées sur sa paroi extérieure du tube et qui augmentent la surface servant à la transmission de la chaleur à sa surface. Leur efficacité est habituellement de 40 à 60%.

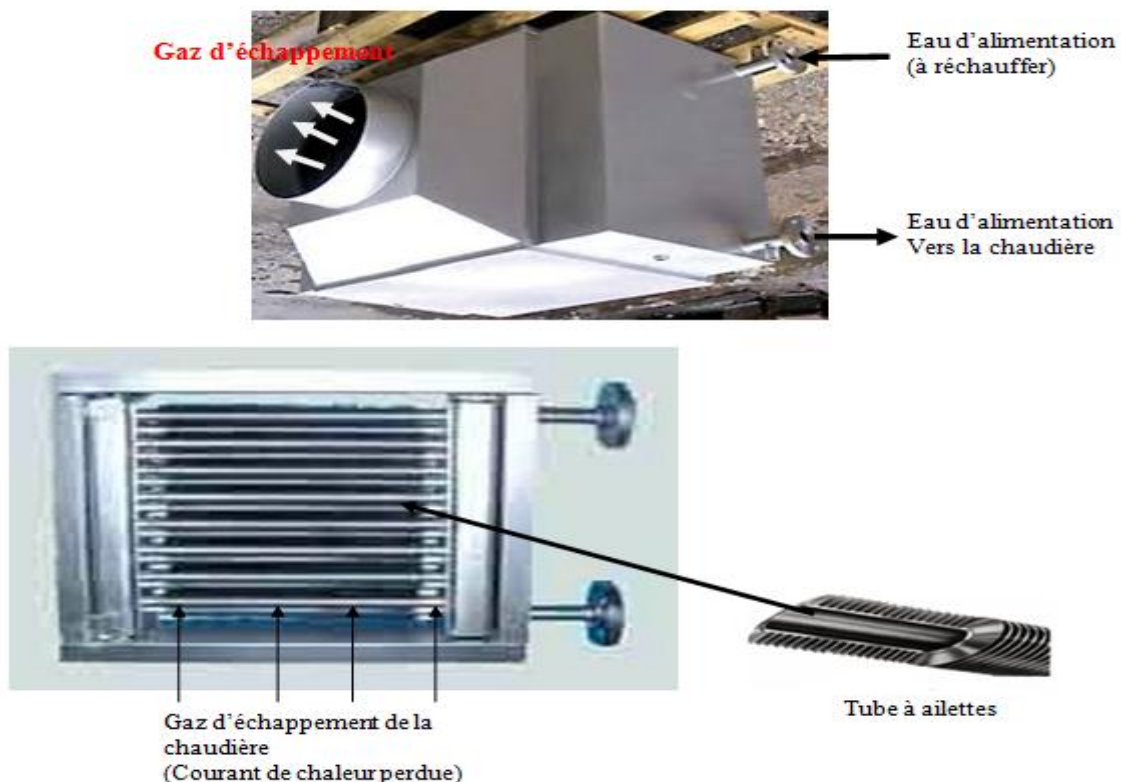


Figure IV.18: Echangeur de chaleur à tube à ailettes.

Les différents types des ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

- 1- Les ailettes continues** : sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Elles peuvent être planes ou ondulées l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

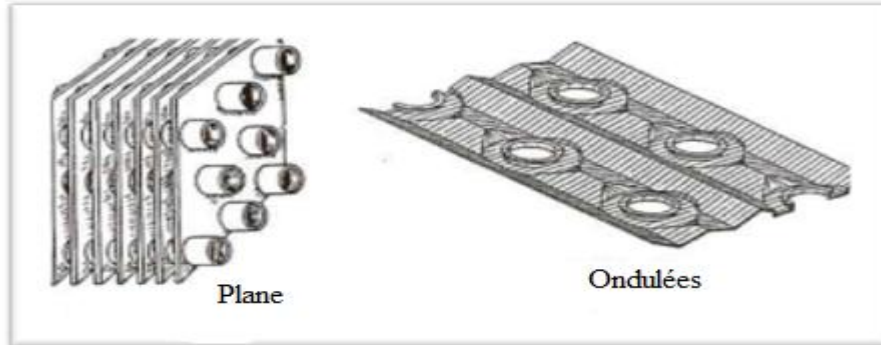


Figure IV.19.1 : Ailettes continues

- 2- Les ailettes indépendantes** : sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées. Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

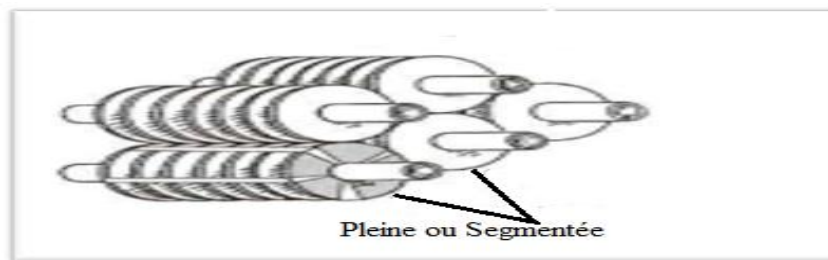


Figure IV.19.2: Ailettes indépendantes

- 3- Ailettes annulaires** : en principe des ailettes pleines



Figure IV.19.3: Ailettes annulaires

- 4- Ailette hélicoïdale (spiralee)** : pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.



Figure IV.19.4: Ailette hélicoïdale (spiralée)

5- Ailettes longitudinales : Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

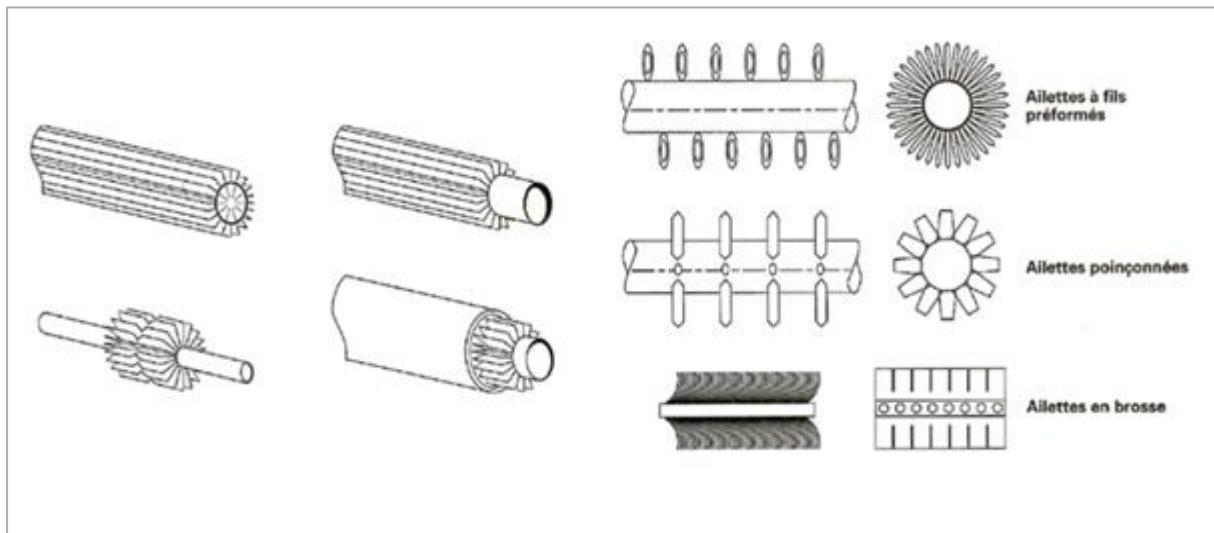


Figure IV.19.5 : Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Bon rendement • Peut prendre des formes précises 	<ul style="list-style-type: none"> • Craint les chocs 	<ul style="list-style-type: none"> • eau/air • huile/air • solide/air

Tableau IV.6 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à ailettes

IV.4.5.1.2. Échangeurs à plaques: [33]

Ces systèmes passifs sont constitués de canaux à l'intérieur desquels des courants chauds et froids circulent en alternance, séparés par une mince cloison de métal ou d'autres matériaux. Selon la configuration, les deux courants peuvent circuler en flux parallèles, opposés ou perpendiculaires, sans se mélanger.

L'efficacité des échangeurs à plaque pour la récupération de la chaleur est habituellement de l'ordre de 75 à 80%.

1- Échangeurs eau-eau

Les plaques ne sont pas plates mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un transfert de chaleur plus performant et de répartir les fluides sur toute la surface d'échange. Plus il y a de plaques, plus la surface d'échange est grande et plus l'échangeur est efficace.

Des canaux plats ou la circulation peut être soit diagonale soit latérale. Il y a évidemment alternance du fluide froid et du fluide chaud d'un canal au suivant. Globalement, la distribution des fluides entre les différents canaux se fait en U, en Z ou selon un schéma multi passes.

Plusieurs technologies sont en concurrence. La principale, et la plus ancienne, est celle des échangeurs à plaques avec joints. Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de 30 bars et des températures maximales de 200 degrés Celsius.

D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de L'existence de joints, comme les échangeurs à plaques soudées

Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques brasées.

Reste encore les échangeurs à plaques serties qui sont constitués d'un assemblage de tôles, Planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.

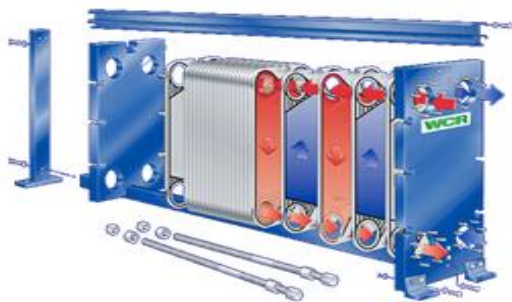


Figure IV.20 : Schéma d'un échangeur à surface primaire

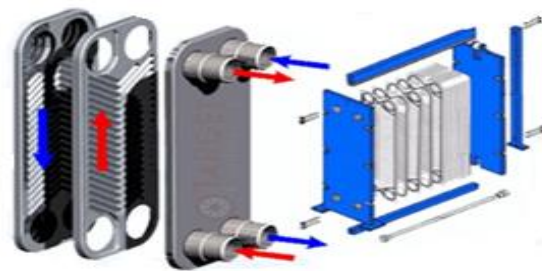


Figure IV.21 : Schéma d'un échangeur à plaques et joint

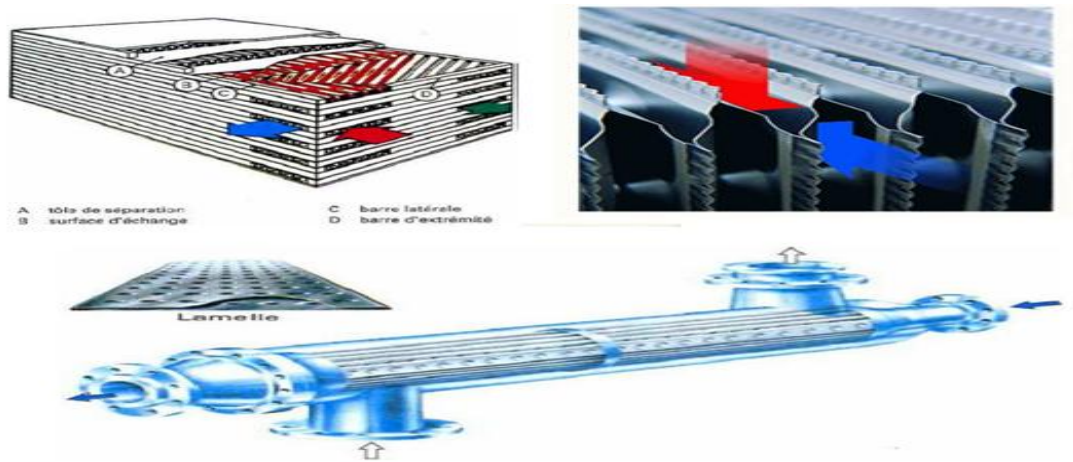


Figure IV.22 : Schéma d'un échangeur à plaque soudées ou brasées

2- Échangeurs air-air

Ces échangeurs sont utilisés depuis longtemps, notamment en sidérurgie pour préchauffer l'air comburant injecté dans les hauts fourneaux en récupérant l'énergie contenue dans leurs fumées. Les usines d'incinération des ordures ménagères peuvent aussi en être dotées ; ils fonctionnent sur le même principe.

On en trouve de plus en plus dans les centrales de traitement d'air à double-flux pour récupérer l'énergie contenue dans l'air extrait avant de rejeter ce dernier dans le milieu naturel ; outre de réduire la consommation d'énergie onéreuse et les rejets de gaz à effet de serre, ça limite également le réchauffement climatique.

Comme leurs cousins eau-eau, ils sont constitués de multiples plaques assemblées en millefeuille dont les intervalles sont parcourus alternativement par l'air neuf (aspiré à la température extérieure) et par l'air extrait (à la température des locaux traités). Pour fonctionner, ils ne nécessitent pas d'autre énergie que celle nécessaire à faire se mouvoir l'air, énergie fournie par la centrale dans laquelle ils sont installés. La récupération d'énergie se fait tant en mode chauffage qu'en mode rafraîchissement.

Principe			
Profile			
Counter current Heat exchanger	Vertical flat panel	Horizontal flat panel	Cellular
Efficiency	50 – 70 %	70 – 80 %	85 – 99 %

Figure IV.23 : Échangeurs à plaques air-air, du plus simple au plus complexe.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Compact • Très bons coefficients de transfert • Encombrement réduit • Prix compétitif • Peu de pertes thermiques • Modulable 	<ul style="list-style-type: none"> • Écart de température limité • Régulation délicate • Pertes de charge importantes • Pression de travail limitée 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Huile/eau • Eau surchauffée/eau

Tableau IV.7 : Avantages, inconvénients et utilisation d'un échangeur à plaques

IV.4.5.1.3. Autres types d'échangeurs:[33]

1- Les échangeurs à fils fins

De nouveaux échangeurs à fils fins permettent des échanges eau/air à très faibles écarts de température en chauffage ou refroidissement

2- Les échangeurs en graphite : ces échangeurs sont le plus souvent utilisés à des pressions de 6 bars et des températures 70°C pour véhiculer des fluides corrosifs (acides chlorhydrique, sulfurique, phosphorique...) exception faite des oxydants puissants. [33]

Ces échangeurs se prêtent peu au nettoyage mécanique, mais les procédés de nettoyage chimique et à eau sous pression sont le plus souvent utilisés.

3- Les échangeurs en verre: la conductibilité thermique du verre (1.1w/m°C) est très inférieure à celle des aciers ; ce matériau trouve certaines de ses applications sur des gaz, ou la résistance thermique essentielle se trouve coté fluide gazeux. L'échangeur en verre possède une très bonne tenue à la corrosion sulfurique, ce qui permet son utilisation industrielle dans les problèmes de récupération sur des gaz à des températures inférieures à la température de condensation acide. [33]

Initial après un simple lavage. Par contre la jonction tubes de verre-plaque tubulaire est technologiquement le point faible de cet échangeur. [33]

4- Les échangeurs en matière plastique: Ce matériau présente une bonne tenue à la corrosion mais également un bon comportement vis-à-vis des agents encrassant.

Différents type d'échangeurs en plastique sont commercialisés:

- échangeurs à gaines en matière plastique;
- échangeurs à plaques en matière plastique;
- échangeurs à tubes en matière plastique.

IV.4.6. Choix final de l'échangeur :

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans :

- les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.)
- Du transport (automobile, aéronautique)
- mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur. Pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres :

Domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés

D'après cette petite recherche sur les différents types des échangeurs on peut dire que l'échangeur de chaleur à tube à ailettes et l'échangeur de chaleur a calandre multitubulaire sont les plus favorables dans notre cas car :

- ❖ Ils résistent aux fortes pressions.
- ❖ Ils ont de très bon coefficient de transfert.
- ❖ Ils ont de faibles coûts.
- ❖ Ils sont fiables et simples de conception.
- ❖ Ils sont économiques.
- ❖ Ils acceptent de grands écarts de Température.

Cette étude n'est pas suffisante pour prendre la décision de choix finale, mais le dimensionnement et l'étude économique et environnementale sont obligatoire pour prendre la décision de choix finale.



Conclusion

Conclusion générale :

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde entier pour la génération de l'électricité dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et des compresseurs à fluides. Elles sont implantées dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables en température, pression et humidité relative.

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

D'après la recherche bibliographique, on a trouvé qu'il existe plusieurs techniques d'amélioration des turbines à gaz, tels que le refroidissement de l'air d'admission, la régénération, l'injection de vapeur, et l'injection d'air qui une technique récente pas encore utilisé en Algérie. Ces études ont été nos points de référence pour la validation de nos résultats.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. Nous avons présenté l'étude et le développement de la technique de refroidissement d'air d'admission et une autre étude de la technique d'injection d'air sec dans la chambre de combustion, permettent une certaine amélioration des performances de l'installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l'efficacité des systèmes d'amélioration.

Pour cela, nous avons pris la turbine à gaz, GE MS5002C, largement utilisée dans l'industrie pétrolière et production d'électricité comme machine d'application.

L'application des différentes méthodes étudiées et spécialement la méthode de refroidissement d'air d'admission et celle de l'injection d'air sur une installation réelle à la région de Hassi R'mel nous a permis de confirmer que les deux méthodes permettent d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple. D'après les résultats qu'on a obtenus, le refroidissement d'air d'admission ne fournit pas une augmentation très significative de la puissance et du rendement de la turbine à gaz (une augmentation de 5% de puissance et 6% de rendement), en plus son efficacité est limitée surtout dans les conditions climatiques humides. D'autre part en ce qui concerne la méthode d'injection d'air, ce système est efficace dans une large plage des températures ambiantes, son efficacité

Conclusion générale

est bien apparente en dessus des conditions de la norme ISO. Le système est capable de fonctionner en continu, cela nous a donné des résultats très satisfaisants, une augmentation de 32% de la puissance utile et 24% du rendement, même à une température élevée, la turbine à gaz peut générer sa puissance nominale, cela nous fait penser à la nécessité d'utiliser ce système en Algérie, en particulier dans le domaine de la production d'électricité qui souffre beaucoup dans les périodes de haute température.

Enfin l'étude thermodynamique seule n'est pas suffisante pour prendre la décision d'appliquer l'injection d'air ou le système de refroidissement sur des installations de turbine à gaz, elle doit être complétée par des études économique et environnementale avant de passer à des tests sur site.

L'application des méthodes vues ci-dessus sur une machine existante a la région de Hassi R'mel, permettra de valoriser les résultats trouvés.

Perspectives :

Cette étude ouvre la voie à des études expérimentales ou des simulations concernant le système d'injection d'air pour améliorer les cycles simples. Dans les perspectives d'une continuation de cette étude, on peut citer plusieurs points à étudier :

- ✚ L'application expérimentale de la technique proposée dans un cas réel, pendant une période où la température est très élevée.
- ✚ Utilisation d'un compresseur centrifuge intercooler dans le système d'injection d'air pour améliorer le rendement de système d'injection lui-même.
- ✚ Utilisation d'un système d'injection d'air humide pour diminuer les émissions de CO et NOx.
- ✚ Effectuer un modèle de couplage de plusieurs méthodes d'amélioration, tel que système refroidissement d'air d'admission en amont du compresseur avec l'injection d'air dans un cycle simple, pour arriver à mettre en place un modèle qui fonctionne continuellement aussi bien dans les zones où l'humidité d'air est faible ou élevée.
- ✚ Etablir une étude économique pour évaluer les coûts des systèmes proposés.
- ✚ Etablir une étude environnementale pour estimer l'effet de ce type du système sur L'environnement.

Annexes

Annexe (A.1) : Détermination de C_{p_g}

On appelle fumés de gaz les produits de combustible du gaz naturel avec l'air



La détermination de C_p des fumés va passer donc par la détermination, des produits de la Combustion

$$\text{Le } C_{pg} \text{ des gaz fumés sera ensuite : } C_{pg} = \frac{\sum Y_i \times C_{pi}}{M_g}$$

Avec :

C_{p_g} : Chaleur spécifique des gaz fumés [kJ/kg.K]

Y_i : Fraction molaire de chaque produit de la combustion

C_{p_i} : chaleur spécifique de chaque produit de la combustion [kJ/kmole.K]

M_g : masse molaire des gaz fumés [kg/kmole] (elle est quasi identique à celle de l'air quel que soit le combustible et l'excès d'air).

La combustion du gaz naturel avec l'air produit généralement du gaz carbonique (CO_2) et de la vapeur d'eau (H_2O) à la condition stœchiométrique, et de l'air en plus dans une combustion en excès d'air.

Pour simplifier les calculs, on considère l'air comme un mélange constitué de 21% d'oxygène (O_2) et de 79% d'azote (N_2)

a) Calcul du C_{p_i} :

La chaleur spécifique des produits de la combustion (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) en fonction de la température est donnée sous la forme polynomiale suivante :

$$\text{N}_2 : C_p = 39,06 - 512,79 \theta^{-1,5} + 1072,7 \theta^{-2} - 820,4 \theta^{-3}$$

$$\text{H}_2\text{O} : C_p = 143,05 - 183,54 \theta^{0,25} + 82,75 \theta^{0,5} - 3,6989 \theta^1$$

$$\text{CO}_2 : C_p = -3,7357 + 30,529 \theta^{0,5} - 4,103 \theta + 0,024198 \theta^2$$

$$\text{O}_2 : C_p = 37,432 + 0,020102 \theta^{1,5} - 178,57 \theta^{-1,5} - 236,88 \theta^{-2}$$

Avec : C_p [J/kmole.K]

$$\theta = T \text{ [K]} / 100$$

L'erreur maximum commise est de moins de 0,5% dans la plage 300-3500 K

b) Calcul des Y_i , M_g :

- La fraction molaire du produit (**i**) $Y_i = \frac{n_i}{n_g}$

n_i : Nombre de mole du produit (**i**) [mole]

n_g : Nombre de mole total des fumés [mole]

- La masse molaire des fumés $M_g = \frac{m_g}{n_g}$

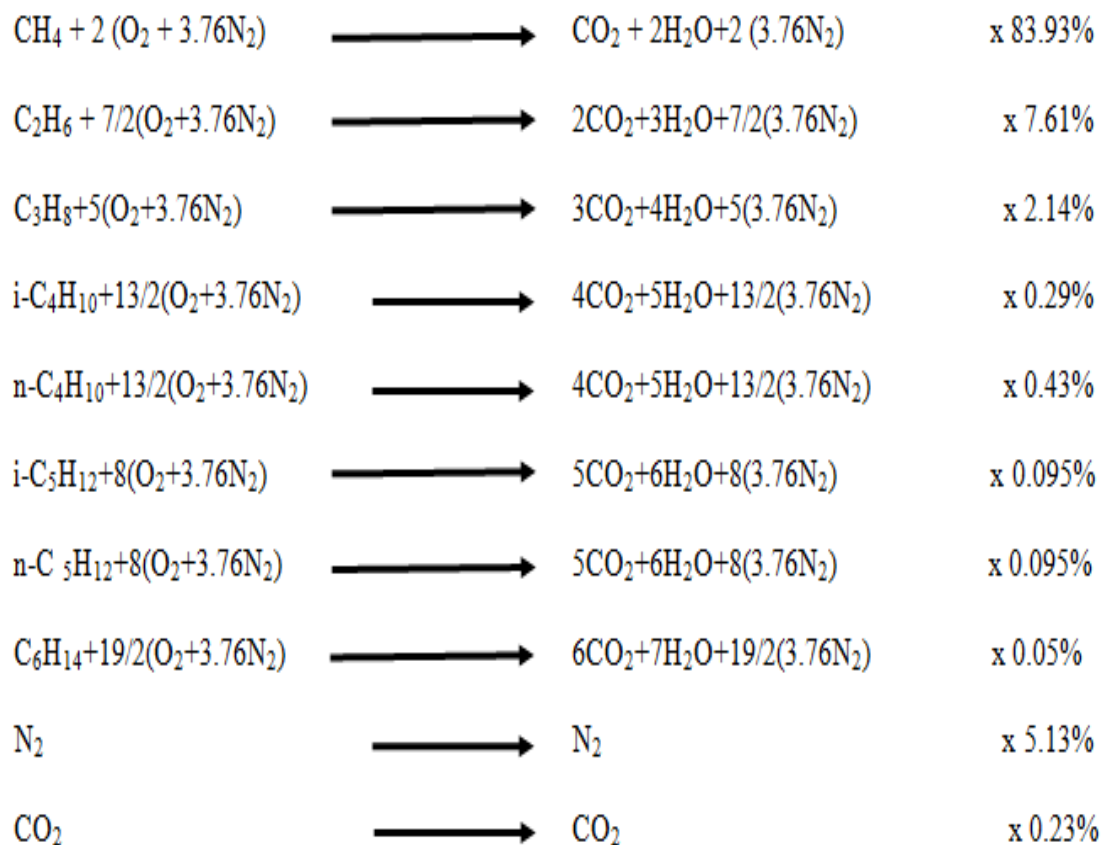
m_f : Masse totale des fumés [g] $m_f = \sum m_i$

m_i : Masse du produit (**i**) [g] $m_i = n_i M_i$

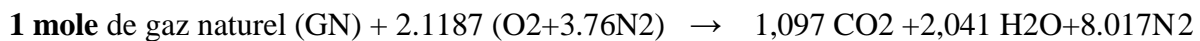
M_i : Masse molaire du produit (**i**) [g/mole]

Réaction de combustion

A la condition stœchiométrique, la réaction d'une mole de gaz est la suivante :



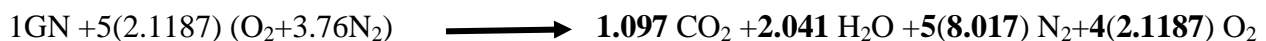
La réaction totale :



	N ₂	H ₂ O	CO ₂	O ₂		mg	Mg
Ni [mole]	40.08	2.04	1.09	8.47	51.68		
Y _i	0.77	0.04	0.02	0.16			
Mi	1122.24	36.72	47.96	271.04		1477.9	
Mi	28	18	44	32			28.59

En réalité la combustion se fait avec un excès d'air $\lambda_a = 4$, ce qui veut dire que la quantité d'air admise est Cinq fois plus grande que la quantité d'air stœchiométrique, et donc de l'oxygène (O₂) comme un nouveau produit de combustion.

La réaction totale devient :



Résultats :

La chaleur spécifique des fumés est :

$$C_{pg} = [0.77 C_{pN_2} + 0.04 C_{pH_2O} + 0.02 C_{pCO_2} + 0.16 C_{pO_2}] / 28.59$$

✚ On peut aussi déterminer la constante adiabatique des fumés γ_f

$$\gamma_f = \frac{C_{pg}}{C_{pf} - R_f} = \text{Telle que: } R_f = \frac{R}{M_f}$$

Avec : **R_f** : Constante des fumés

P : Pression (kPa)

V : Volume (L)

n : nombre de mol (mol)

T : Température (K)

R : Constante universelle des gaz = 8,314 (KPa*L/mol*K)

Annexe (A.2) : Diagramme psychométrique de l'air humide.

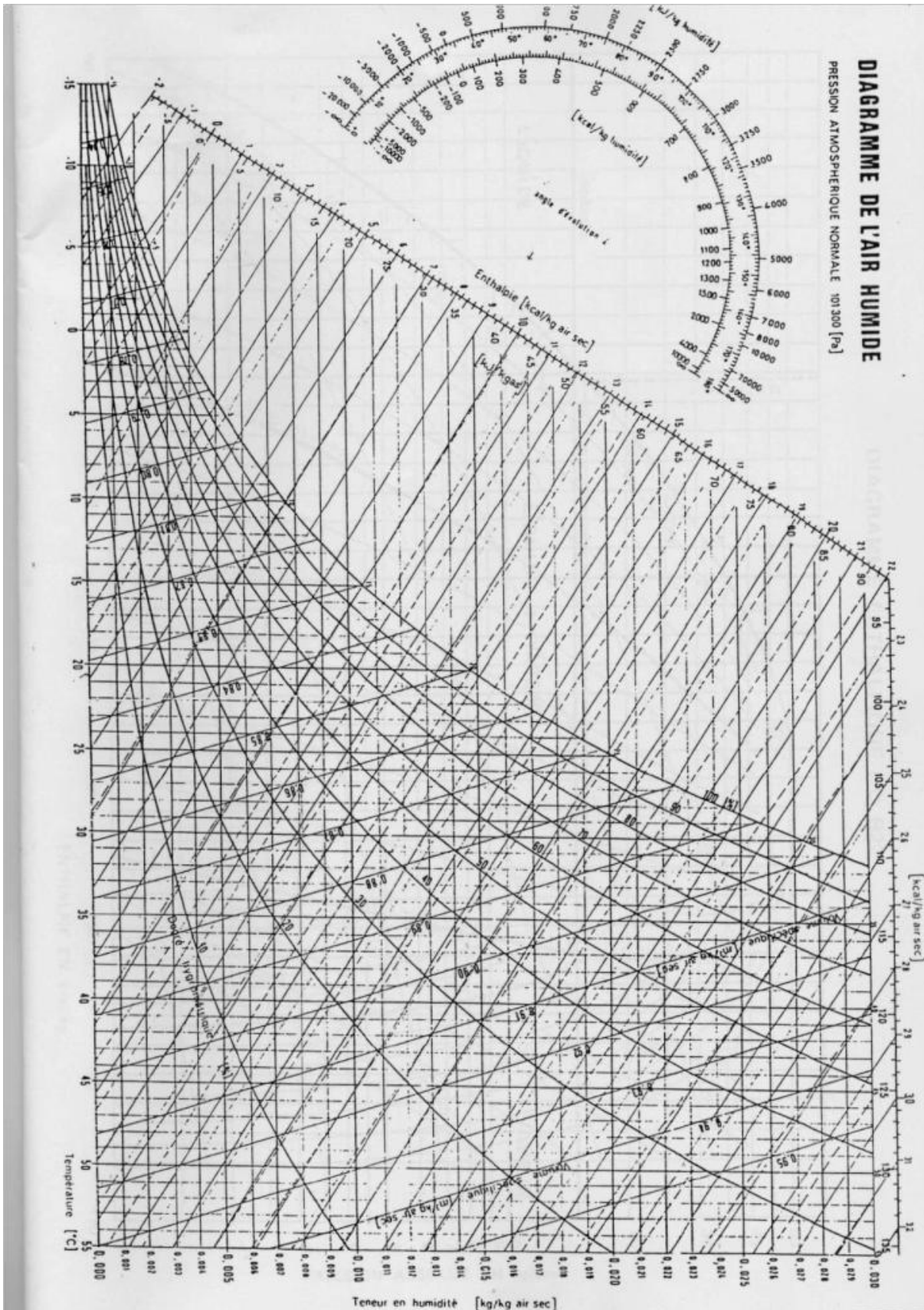


Figure III.1 Diagramme psychométrique de l'air humide.

Annexe (A.3) : Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.

Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow 10 ³ lbs/hr (10 ³ kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
	MS5002A 1970-Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337
MS5002B 1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5002B 1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS5002B 1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS5002C Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5002D July 1997	.	43,000/ 32,066	.	8,650/ 12,235	.	1,807/ 986	.	1,113/ 504	.	950/ 510

Includes 0/0 Inches H₂O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel

* First Number Is Turbine Exhaust; Second Is Regenerator Stack

** Heat Rates Are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle SC = Simple Cycle

GT18463G

MS5002 Performance History - ISO Rating

Tableau I.1. Historique de développement de la turbine à gaz MS5002.

Annexe (A.4) : Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme Psychométrique.

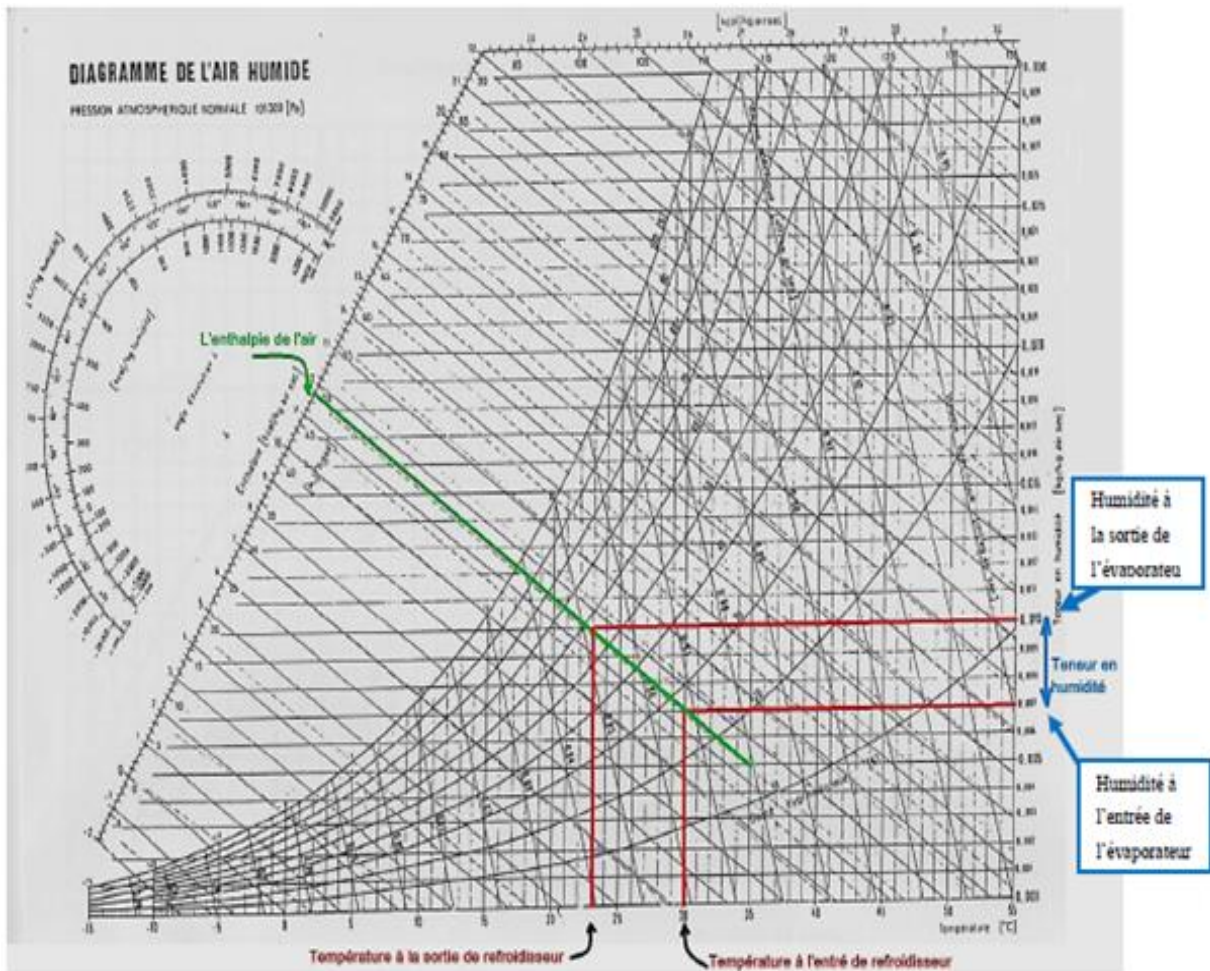


Figure III.6: Détermination de la température de sortie de refroidisseur sur diagramme Psychométrique.

Annexe (A.5) : Caractéristiques de la turbine MS 5002C (Données générale du constructeur)

Série du modèle de la turbine à gaz		MS5002C
Emploi de la turbine à gaz		Entrainement mécanique
Cycle		Simple
Rotation de l'arbre		Sens antihoraire
Vitesse d'arbre	VHP	5100tr/min
	VBP	4903 tr/min
Commande électronique		Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protection		Survitesse, température excessive, Détection de vibration et Flamme
Mécanisme de refroidissement		Engrenage réducteur à rochet
Atténuation de bruit		Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales
Données nominales de la plaque	Puissance de base	38000HP ou 28337KW
	Température d'admission	59°F ou 15°C
	Pression d'échappement	14.7 PSI ou 1.013Bars
	Consommation spécifique	12310 kJ/ kWh
	Débit des gaz d'échappement	126kg/s
Section compresseur	Nombre d'étages	16
	Taux de compression	6-8
	Types de compresseur	Flux axial, grande capacité
	Types des aubes directrices	Variable
Section turbine	Nombre d'étage	2 {deux arbres }
	Injecteurs premier étage	Zone fixe
	Injecteurs deuxième étage	Variables
Section combustion	Type	12 brûleurs multiples
	Disposition des chambres	Positionnées concentriquement autour du compresseur
	Injecteur combustible	Type combustible gazeux, un par chambre
	Bougies	2, type électrode
	Détecteur de flamme	4, type ultraviolet
Ensemble palier		4
Système démarrage		Moteur électrique

Système de combustible	Type	Gaz naturel
	Signal contrôle combustible	Panneau de commande turbine
	Vanne arrêt gaz, rapport et commande	Servocommande électro-hydraulique
Système de lubrification	Lubrifiant	A base de pétrole
	Capacité total	23530 litres
	Pression sur les appuis	25 PSI, ou 1.72 Bars
	Pompe de grisage [Principale, Auxiliaire, Urgence]	3
Système d'alimentation	Pompe hydraulique [Principale, Auxiliaire]	2
	Filtre hydraulique d'alimentation	Double avec vanne de transfert

Chapitre I Tableau .II.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C [36;37].

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Meher-Homji CB, Messersmith D, Hattenbach T, Rockwell J, Weyermann HP, Masani K, Thatcher S, Maher M, Aeroderivative gas turbines for LNG liquefaction plants-part 1: the importance of thermal efficiency, ASME Turboexpo, Berlin, Germany, p. 8, June 9-13, 2008
- [2] V. EVELOY, P. RODGERS et S. POPLI, «Amélioration de l'Efficacité de Turbines à Gaz dans l'Industrie,» 21ème Congrès Français de Mécanique, p. 6, 26 au 30 août 2013.
- [3] M. Laissaoui, «Amélioration des performance d'une installation turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission,» mémoire de magister, Université M'hammed bouguerra boumerdes, 2012.
- [4] Alhazmy MM, Jassim RK, Zaki GM., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », International Journal of Energy Research 30:777- 797 (2006).
- [5] A. Bouam, S. AISSANI & R.KADI, « Amélioration des performances des turbines à gaz par l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion ». Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2, 291 – 306 (2008).
- [6] A. Bouam, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, «thèse de doctorat, Université M'hammed bouguerra boumerdes, 2009.
- [7] Amir Abbas Zadpoor et Ali Hamedani Golshan., « Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system », Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Narmak, Tehran 16844, Iran Energy 31-2652–2664 (2006).
- [8] F. Wang et J. Chiou, «Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas Turbine Generation System, » Energy Conversion and Management, n° percentage145: 15–26, 2004.
- [9] M. AOUDACHE, «Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation des turbine à gaz,» mémoire de magister, UMBB université, 2009.
- [10] I. Rahman, «Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review, » International Journal of Physical Sciences, 18 February 2011.
- [11] Ondryas IS Wilson DA, «Option in gas turbine power augmentation using inlet air, » J. Eng. Gaz Turbines Power, Vols. percentage1 sur percentage2113 (2): 203-211, 1991.
- [12] Sadrameli SM, «Optimum operating conditions for a combined power and cooling, » Appl. Ener., Vols. %1 sur %2 84: 254-265, 2007.

- [13] M. Majed ET M. Galal, «Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates, » international journal of energy research Int, n° percentage130:777–797, 2006.
- [14] L. Powerphase, «Project Summary Report Turbo phase Installation, » 2016.
- [15] Eckardt. D and Rufli. P., « Advanced gas turbine technology - ABB/BBC historical firsts ». ASME Paper No. 2001-GT-0395, (2001).
- [16] O. Cleynen, «Thermodynamique,». availables : <https://thermodynamique.ninja/>.
- [17] Garooci Farshi L, Seyed Mahmoudi S. M & Mustafa A. H., « Improvement of simple and regenerative gas turbine using simple and ejector-absorption refrigeration », IUST International Journal of Engineering Science, Vol. 19, No.5-1, Page 127-136 (2008).
- [18] Is'haq Al-Tobi., « Performance Enhancement of Gas Turbines by Inlet Air Cooling », international conference on communication, computer and power (ICCCP'09) MUSCAT, FEBRUARY 15-18 (2009).
- [19] Jabber Q.M, Jabber J.O, Khawaldah M.A., « Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems », Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering. All rights reserved 8 - Volume 1, Number 1 - ISSN 1995-6665 (2007).
- [20] GENERAL ELECTRIQUE, «Manuel de Formation Pour la Conduite et L'Entretien de la Turbine MS5002C», Hassi R'mel, Laghouat, Algérie.
- [21] Laboratoire de Hassi R'mel MPP4. 2017.
- [22] A. BAGGAT, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS-5002C,» mémoire de master, 2011.
- [23] A. BEAUTÉ, «Compressibilité et Flottabilité,» 2013.
- [24] Majed M. Alhazmy, Rahim K. Jassim, et Galal M. Zaki., « Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates », international journal of energy research Int. J. Energy Res ; 30:777– 797 (2006).
- [25] Mohsen Thabet, Ammar ben Brahim, Rahim K. Jassim., « limits of inlet air cooling system of gas turbines performance enhancement in hot and humid climates », (2005).
- [26] M. Alhazmy et Y. Najjar, «Augmentation of gas turbine performance using air coolers,» Thermal Engineering, vol. 24, n° %1pp 415- 429, 2004.
- [27] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J, 12-13, 1991.
- [28] W. Wagner and A. Prub, "The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys. Chem.Ref. Data, Vol. 31, No. 2002.
- [29] Ram G. Narula, Martin Massy and Jyoti Singh, "Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market- AN EPC Contractor's Perspective". ASME paper No: GT-2002-30252 Amsterdam, the Netherlands, June 3-6-2002.

- [30] Dale Grace, Greg Boncimino and William Stenzel, " Combined cycle plant optimisation studies". ASME paper No: JPGC2001/PWR-19030, June 4-7-2001, New Orleans, Louisiana.
- [31] A. L. Polyzakis, C. Koroneos and G. Xydis, "Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant". Energy Conversion and Management 49 (2008) 551-563.
- [32] A. M. Bassily, " Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator", Applied Energy 85 (2008) 1141-1162.
- [33] E. TOCQUE, C. TRAVERS ; « Source énergétique primaire »; Technique de l'ingénieur Base documentaire, Génie énergétique ; BE 8520 ; 10 janv. 2010.
- [34] X. NORMAND, A .TREIL ; « leçons sommaires sur l'industrie du raffinage de pétrole »; Tome1; Edition TECHNIP ; 1978.
- [35] J.P .WAUQUIER ; « pétrole brut, produit pétrolières, schémas de fabrication »; Tome 1 ; Edition TECHNIP ; 2-7108-0668-1 ; 1994.
- [36] F. WHEELER ; « Brochure de la Raffinerie d'Alger »; 1962.
- [37] J.F.SACADURA ; « Initiation aux transferts thermiques »; Technique et Documentation ; Paris ; 1980.
- [38] A. M. BIANCHI, Y. FAUTRELLE, J. ETAY ; « Transferts thermiques »; PPUR, presses polytechniques ; 2004.
- [39] Bob. Kraft, «<http://www.powerphasellc.com>,» 2016.

2- Pages Web

- [ACADEMIC JOURNALS] : <http://www.academicjournals.org>
- [CASTAING] : <http://www.castaing.free.fr>
- [CETIAT] : <http://www.cetiat.fr>
- [GALILEO] : <http://galileo.cyberscol.qc.ca/InterMet/eau/evaporation.htm>
- B. Kraft : <http://www.powerphasellc.com>, » 2016.

عمومًا، يتم تصميم توربينات الغاز وفقًا للظروف المحيطة الدقيقة جدًا (الشروط ISO) وهي درجة الحرارة المحيطة البالغة 15 درجة مئوية، والرطوبة النسبية 60%، وارتفاع 0 متر ومع ذلك، فإن هذه الظروف لا تستوفي دائمًا لأنها تعتمد على الظروف الجوية المتغيرة من يوم إلى آخر ومن منطقة إلى أخرى (مناخ جاف ورطب وحار). وتحقيقًا لهذه الغاية، فإن أداء التوربينات الغاز نفسها ليس ثابتًا ويتفاوت على مدار السنة، حيث تؤدي درجة الحرارة المرتفعة إلى انخفاض في كثافة الهواء، مما يقلل من كثافة الاحتراق؛ كل هذه العوامل لها تأثير مباشر على أدائها..

والغرض من هذا العمل هو معالجته دراستين لتحسين الأداء في هذا الجهاز، باستخدام نظامان. الأول هو نظام التبريد تبخر المياه المثبتة في المصب من مرشح المدخول، والثاني هو نظام حقن الهواء الجاف عند مخرج الضاغط.

مفاتيح: التوربينات الغازية، التبريد بالتبخير، نظام حقن الهواء الجاف، نقل الحرارة.

Résumé

Généralement les turbines à gaz sont conçues à partir des conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, en exploitation ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent à des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, aride, chaud). A cet effet, les performances de la même turbine à gaz ne sont pas constantes et varient au cours de l'année une tel température élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui réduit l'intensité de la combustion ; tous ces facteurs ont un impact direct sur leur rendement.

L'objet de ce travail est d'aborder deux études d'amélioration des performances de cette machine, en utilisant deux systèmes. Le premier est le système de refroidissement par évaporation d'eau installé en aval du filtre d'admission. Et le deuxième est un système d'injection d'air sec à la sortie du compresseur.

Mots clés : Turbine à gaz, Refroidissement par évaporation, système d'injection d'air sec, transfert de chaleur.

Abstract

Generally the gas turbines are designed starting from the quite precise ambient conditions (ISO conditions) to know an ambient temperature of 15°C, a relative humidity of 60%, and an altitude of 0 meter. However, in exploitation these conditions are not always met since they depend under variable weather conditions from one day to another and from one area to another (climate dry, wet, arid, hot). For this purpose, the performances of the same gas turbine are not constant and vary during the year, such a high temperature leads to a decrease in the density of the air, which reduces the intensity of the combustion ; all of these factors have a direct impact on their performance.

The object of this work is to approach two studies of improvement of the performances of this machine, by using two systems. The first is the system of evaporation cooling of water installed downstream from the filter of admission. And the second is a system of injection of dry air on the outlet side of the compressor.

Key words: Gas turbine, Evaporation cooling, system of injection of dry air, heat transfer.