

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole Nationale Polytechnique



Département de génie mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie mécanique

Thème

**Analyse des performances de la turbine à gaz du
Méga-Train GNL de Skikda et contrôle de la
température de l'air d'entrée du compresseur.**

Présenté et soutenu publiquement le 02/07/2022 par :

Mr. KIMOUCHE Hani

Composition du Jury :

Président	Mr. S. LARBI,	Professeur	ENP
Promoteur	Mr. B. BENKOUSSAS,	Professeur	ENP
Examineur	Mr. M. BENBRAIKA,	MAA	ENP
Co-Promoteur	Mr. A. HAMOUDA	Ingénieur	GNL

ENP 2022

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole Nationale Polytechnique



Département de génie mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie mécanique

Thème

**Analyse des performances de la turbine à gaz du
Méga-Train GNL de Skikda et contrôle de la
température de l'air d'entrée du compresseur.**

Présenté et soutenu publiquement le 02/07/2022 par :

Mr. KIMOUCHE Hani

Composition du Jury :

Président	Mr. S. LARBI,	Professeur	ENP
Promoteur	Mr. B. BENKOUSSAS,	Professeur	ENP
Examineur	Mr. M. BENBRAIKA,	MAA	ENP
Co-Promoteur	Mr. A. HAMOUDA	Ingénieur	GNL

ENP 2022

ملخص

تعتبر توربينات الغاز معدات مهمة للغاية تعمل في مختلف مجالات الصناعة وخاصة في شركات النفط لإنتاج الكهرباء والتحرك الميكانيكي للمعدات مثل المضخات والضواغط. تتأثر هذه التوربينات بشكل كبير بالمعايير الجوية (الرطوبة النسبية والضغط الجوي) ودرجة الحرارة المحيطة على وجه الخصوص. درجة حرارة الهواء المرتفعة عند مدخل الضاغط تقلل من القوة المفيدة. الهدف الرئيسي من هذا المشروع هو تحسين أداء التوربينة MS-7001 لضمان استقرار إنتاج مجمع الغاز الطبيعي المسال من خلال التحكم في درجة حرارة مدخل الضاغط. بعد التحليل، اقترحنا نظام تبريد مناسب، يلبي متطلبات مواصفات الشركة، من حيث المساحة المتاحة وخفض درجة الحرارة. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أنه يمكننا تحسين الطاقة المفيدة المنتجة خلال 5 إلى 6 أشهر حارة من السنة أين تتجاوز درجة الحرارة المحيطة 24 °C درجة مئوية (درجة الحرارة المثالية).

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغازية - التحكم في درجة حرارة الهواء - تحسين الأداء - المبادل الحراري.

Abstract

Gas turbines are very important equipment used in various fields of industry and especially in oil companies for the production of electricity and the mechanical drive of equipment such as pumps and compressors. These TAG are considerably affected by atmospheric parameters (relative humidity, atmospheric pressure) and ambient temperature, in particular, a high air temperature at the compressor inlet reduces the useful power of the unit. The main objective of this project is to improve the performance of the TAG MS-7001 to ensure the stability of the LNG complex production in natural gas by controlling the inlet temperature of the compressor. After sizing and analysis, we proposed a suitable cooling system, meeting the requirements of the company's specifications, in terms of available space and temperature drop. The results obtained show that we can improve the useful power produced during the 5 to 6 hot months of the year when the ambient temperature exceeds 24 °C (the nominal temperature).

Key words: Gas turbine - Inlet air temperature control - Performance improvement - Heat exchanger.

Résumé

Les turbines à gaz sont des équipements très importants exploités dans des différents domaines de l'industrie et spécialement dans les entreprises pétrolières pour la production d'électricité et l'entraînement mécanique des équipements comme les pompes et les compresseurs. Ces TAG sont considérablement affectées par les paramètres atmosphériques (humidité relative, pression atmosphérique) et la température ambiante en particulier, une température de l'air élevée à l'entrée du compresseur réduit la puissance utile du groupe. L'objectif principal de ce projet est d'améliorer les performances de la TAG MS-7001 pour assurer la stabilité de production du complexe GNL en gaz naturel par le contrôle de la température d'entrée du compresseur. Après dimensionnement et analyse, nous avons proposé un système de refroidissement adapté, répondant aux exigences du cahier de charge de l'entreprise, en termes d'espace disponible et de baisse de température. Les résultats obtenus montrent que nous pouvons améliorer la puissance utile produite sur les 5 à 6 mois chauds de l'année où la température ambiante dépasse les 24 °C (la température nominale).

Mots clés : Turbine à gaz - Contrôle de la température d'air d'entrée - Amélioration de performances - Echangeur de chaleur.

Remerciements

Tout d'abord, je remercie le Dieu, le tout puissant de m'avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail.

Je remercie en premier lieu et profondément mon promoteur le Professeur **Mr BENKOUSAS Bouzid**, qui n'a jamais cessé de me conseiller, orienter et m'encourager. Merci pour sa disponibilité et sa coopération remarquable.

Mes vifs remerciements aux membres de jury :

Le professeur **Mr LARBI Salah** pour avoir accepté de présider le jury et à **Mr BENBRAIKA Mohamed** d'avoir accepté d'examiner mon travail.

Mes remerciements à **Mr BELKACEMI Yacine** pour son accompagnement tout le long de mes années d'études ainsi à tous mes enseignants et spécialement **Mr BOUHELLAL Abdelhamid** pour ses efforts tout au long de mes années d'études.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon Co-promoteur **Mr HAMOUDA Abdelhak**, pour sa réactivité, sa disponibilité et son aide pour réaliser ce travail.

Je tiens à remercier également et surtout les ingénieurs du complexe GNL SKIKDA **Mr SEDHANE Ali**, **Mr NADJAH Anis**, **Mr BOUDJENIBA Farid** et **Mr AISSASNOU Mohamed** pour leurs efforts et leurs conseils, je remercie aussi tous les membres du service d'accueil « Sonatrach ».

Dédicaces

Je remercie tout d'abord Allah, mon DIEU qui m'a donné la force et le courage pour terminer ce travail.

Je dédie ce modeste travail :

*A ma très **chère mère**, pour son sacrifice, sa patience, son amour, sa tendresse et pour m'avoir accompagné tout le long de ma vie.*

*A celui qui a sacrifié sa vie pour me guider et m'encourager me soutenir avec ses conseils tout au long de mes études : **Mon père**.*

*A ma sœur **Manel** et mon frère **Rami**, à toute la famille et surtout **Zineb** et mes cousins, à mes amis **Islam, Yahia, Sidali, Siradj, Karim, Aymen** qui ont été toujours avec moi en beaux et en mauvais temps en reconnaissance de leur encouragement, de leur aide et de leur patience au cours de mes longues années d'étude.*

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale	14
Chapitre 1 : Généralités	17
1.1 Introduction	18
1.2 Découverte du gaz naturel en Algérie	18
1.3 Complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda	18
1.3.1 Complexe GL1K.....	18
1.3.2 Complexe GL2K (Méga-train).....	20
1.3.3 Processus de liquéfaction du gaz naturel	22
1.3.4 Missions du complexe de liquéfaction Skikda.....	23
1.3.5 Equipements utilisés dans le complexe.....	23
1.4 Turbines à gaz	28
1.4.1 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz	28
1.4.2 Différents systèmes de la turbine à gaz.....	28
1.4.3 Classification des turbines à gaz	31
1.4.4 Principales utilisations des TAG.....	34
1.5 Conclusion :	34
Chapitre 2 : Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz.....	35
2.1 Introduction	36
2.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS-7001	36
2.3 Influence des paramètres externes et internes sur la turbine à gaz	38
2.3.1 Influence des paramètres internes de la turbine à gaz	38
2.3.2 Influence des paramètres atmosphériques sur la turbine à gaz.....	38
2.4 Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz	42
2.4.1 Cycle avec régénération.....	42
2.4.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur	43
2.4.3 Cycle avec réchauffage	43
2.4.4 Systèmes d'injection de vapeur d'eau et d'air comprimé	44
2.4.5 Refroidissement de l'air d'entrée	45
2.5 Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air d'admission du compresseur :	52
2.6 Conclusion.....	53
Chapitre 3 : Calcul des performances de la turbine à gaz MS-7001	54

Table des matières

3.1	Introduction	55
3.2	Cycles de base des turbines à gaz	55
3.2.1	Cycle idéal de Brayton.....	55
3.2.2	Cycle réel de Brayton.....	57
3.3	Etude du cycle réel de la turbine à gaz MS-7001.....	59
3.3.1	Organigramme de calcul des performances de la turbine	59
3.3.2	Paramètres opératoires du groupe	61
3.3.3	Calcul des paramètres thermodynamique des différents organes de la turbine à gaz MS-7001.....	62
3.3.4	Paramètres de performances de la turbine à gaz MS-7001	64
3.3.5	Courbes de performance en fonction de la température ambiante	65
3.3.6	Interprétation des résultats	68
3.4	Conclusion.....	69
Chapitre 4 : Analyse et amélioration des performances de la turbine à gaz MS-7001.....		70
4.1	Introduction :	71
4.2	Description du problème :	71
4.3	Choix du système de refroidissement.....	72
4.3.1	Etude de faisabilité technique d'un système de refroidissement indirect dans le site de Skikda.....	72
4.3.2	Description du système de refroidissement proposé.....	73
4.3.3	Choix de la pompe à eau.....	74
4.3.4	Choix de l'échangeur de chaleur.....	75
4.4	Dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	77
4.4.1	Bilan thermique de l'échangeur	77
4.4.2	Calcul du coefficient d'échange global U	78
4.4.3	Nombre total des tubes.....	79
4.4.4	Efficacité des ailettes	80
4.4.5	Calcul du coefficient d'échange par convection dans les tubes hi	81
4.4.6	Calcul du coefficient d'échange par convection du côté air ho	82
4.4.7	Calcul de la différence de température logarithmique moyenne.....	83
4.4.8	Calcul de la surface d'échange totale A₀	84
4.4.9	Calcul du volume total de l'échangeur.....	84
4.4.10	Longueur des tubes	84
4.4.11	Longueur finale de l'échangeur	84
4.4.12	Les pertes de charges	85
4.4.13	La puissance de pompage	85

Table des matières

4.4.14 L'efficacité de l'échangeur	86
4.5 Résultats et interprétations	86
4.5.1 Configuration avec un seul échangeur	86
4.5.2 Configuration avec deux échangeurs	87
4.5.3 Configuration avec trois échangeurs	88
4.6 Dimensionnement final de l'échangeur de chaleur :.....	92
4.7 Conclusion.....	92
Conclusion générale	93
Références bibliographiques	96
Annexes	99

Liste des figures

Figure 1.1 : Situation géographique du Complexe GL1K	19
Figure 1.2: Processus de liquéfaction du gaz naturel.....	23
Figure 1.3: Alternateurs	24
Figure 1.4: Dessaleur	25
Figure 1.5: Colonne	26
Figure 1.6: Réducteur	26
Figure 1.7: Ballon de stockage.....	27
Figure 1.8: Pompe.....	27
Figure 1.9 : Schéma représentatif d'un système d'admission d'une turbine à gaz	29
Figure 1.10 : Compresseur de la turbine à gaz.....	29
Figure 1.11: Chambre de combustion de la turbine à gaz.....	30
Figure 1.12: La turbine de détente de la turbine à gaz.....	30
Figure 1.13: Section d'échappement d'une turbine à gaz	31
Figure 1.14 : Schéma de classification de la turbine à gaz	31
Figure 1.15 : Turbine à gaz mono arbre	33
Figure 1.16: Turbine à gaz bi arbre.....	33
Figure 2.1: Boucle de réfrigération du propane	36
Figure 2.2: Courbes des performances en fonction de température.....	39
Figure 2.3: Courbes de performance de la turbine en fonction de l'humidité de l'air	40
Figure 2.4: Valeurs mensuelles moyennes de l'humidité relative du climat de Skikda	41
Figure 2.5: Facteur de correction en fonction de l'altitude.....	41
Figure 2.6: Altitude du complexe de liquéfaction du gaz naturel Skikda.....	42
Figure 2.7: Schéma du cycle régénératif	43
Figure 2.8: Schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire du compresseur	43
Figure 2.9: Schéma du cycle de la turbine avec réchauffage.....	44
Figure 2.10: Schéma du cycle de la turbine avec Injection d'eau ou de vapeur.....	44
Figure 2.11: Schéma du cycle de la turbine avec injection d'air comprimé	45
Figure 2.12: Schéma représentatif d'un système de refroidissement par évaporation.....	46
Figure 2.13: Schéma de l'installation d'un système de refroidissement par évaporation.....	47
Figure 2.14: Schéma de l'installation d'un système de refroidissement par absorption	48
Figure 2.15: Schéma d'installation d'un système de refroidissement par pulvérisation d'eau.....	49
Figure 2.16 : Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique indirect	50
Figure 2.17: Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique direct	51

Figure 2.18: Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique par stockage de l'eau glacée	51
Figure 3.1: Cycle idéal de Brayton d'une turbine à gaz.....	55
Figure 3.2 : Cycle réel de Brayton d'une turbine à gaz	57
Figure 3.3: Débit massique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante	65
Figure 3.4: Masse volumique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante.....	66
Figure 3.5 : Travail du compresseur en fonction de la température ambiante	66
Figure 3.6: Puissance de la TAG en fonction de la température ambiante	67
Figure 3.7: Rendement thermique de la TAG en fonction de la température ambiante	67
Figure 3.8 : Consommation spécifique de la TAG en fonction de la température ambiante	68
Figure 4.1: Variation de la puissance nette de la turbine MS-7001 en fonction de la température	72
Figure 4.2: Schéma du système de refroidissement.....	74
Figure 4.3: Echangeurs de chaleur compacts.....	75
Figure 4.4 : Echangeur de chaleur compact à ailettes rectangulaires.....	76
Figure 4.5 : Section de passage du fluide réfrigérant.....	79
Figure 4.6: Echangeur de chaleur compact avec disposition des tubes en étoile.....	80
Figure 4.7: Schéma d'un écoulement contre-courant	83
Figure 4.8: Longueur des tubes en fonction du débit massique d'eau pour une configuration avec un seul échangeur.....	86
Figure 4.9: Longueur des tubes en fonction du débit massique d'eau pour une configuration avec deux échangeurs.....	87
Figure 4.10: Coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur	89
Figure 4.11: Surface d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur	89
Figure 4.12: Longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur	90
Figure 4.13: Volume total en fonction de la longueur de l'échangeur.....	90
Figure 4.14: Pertes de charge coté air fonction de la longueur de l'échangeur	91

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Composition molaire du gaz naturel	19
Tableau 1.2: Capacité de production des unités de liquéfaction	20
Tableau 1.3: Production du méga train GL2K	21
Tableau 1.4: Capacité de stockage du méga train	22
Tableau 2.1: Caractéristiques de la turbine à gaz MS-7001.....	37
Tableau 2.2: Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air.....	52
Tableau 3.1: Paramètres opératoires du groupe.....	61
Tableau 4.1: Caractéristiques de la pompe à eau.....	75
Tableau 4.2: Paramètres géométriques de l'échangeur de chaleur.....	76
Tableau 4.3: Données de l'échangeur de chaleur pour les itérations.....	77
Tableau 4.4: Propriétés thermodynamiques des fluides.....	88
Tableau 4.5: Paramètres finaux de dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	92

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
W	Travail spécifique	(J/kg)
\dot{W}	Puissance	(W)
C_s	Consommation spécifique	(kg/kWh)
H	Enthalpie	(J/kg)
H_{iS}	Enthalpie évaluée à une température isentropique	(J/kg)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	(J /kg. K)
T	Températures	(K)
P	Pression	(Pa)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
μ	Viscosité dynamique	(kg/m. s)
γ	Coefficient adiabatique	-
Q	Taux de transfert de chaleur	(kJ/kg)
η_{cycle}	Rendement thermique de la turbine à gaz	(%)
η_t	Rendement isentropique de la turbine de détente	(%)
η_c	Rendement isentropique du Compresseur	(%)
π_c	Taux de compression du compresseur	-
π_b	Coefficient de récupération de pression dans la chambre de combustion	-
\dot{m}_a	Débit massique d'air	(kg/s)
\dot{m}_f	Débit massique du combustible	(kg/s)
Q_v	Débit volumique d'air	(m ³ /s)
r	Constante des gaz parfaits	J/kg.K
f	Rapport débit massique du combustible par débit massique d'air	-
L	Longueur des tubes de l'échangeur de chaleur	(m)
L_H	Longueur de l'échangeur de chaleur	(m)
L_V	Hauteur de l'échangeur de chaleur	(m)
A_0	Surface d'échange total de l'échangeur de chaleur	(m ²)
A_f	Surface de la zone à ailettes	(m ²)
A_i	Surface de transfert de chaleur basée sur le diamètre intérieur des tubes	(m ²)
A_{min}	Surface minimale d'écoulement libre de l'air	(m ²)
A_{fr}	Surface frontale	(m ²)
A_u	Surface de la zone sans ailettes	(m ²)
S_T	Espace entre deux tubes suivant la direction verticale	(m)
S_L	Espace entre deux tubes suivant la direction horizontale	(m)
δ	Epaisseur d'une ailette	(m)
s_f	Espace entre deux ailettes	(m)

Nomenclature

d_i	Diamètre intérieur des tubes	(m)
d_o	Diamètre extérieur des tubes	(m)
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
V	Volume total de l'échangeur	(m^3)
U_o	Coefficient global de transfert de chaleur	($W/m^2.k$)
h_i	Coefficient de transfert de chaleur par convection coté tubes	($W/m^2.k$)
h_o	Coefficient de transfert de chaleur par convection coté air	($W/m^2.k$)
R_{fi}''	Resistance à l'encrassement coté tubes	($m^2.C/W$)
R_{fo}''	Resistance à l'encrassement coté tubes coté air	($m^2.C/W$)
k_w	Conductivité thermique des tubes	($W/m.K$)
η_f	Efficacité des ailettes	(%)
η_o	Efficacité de la surface globale	(%)
N_f	Nombre des ailettes	-
N_t	Nombre des tubes total	-
N_H	Nombre des tubes par rangée suivant la direction horizontale	-
N_V	Nombre des tubes par rangée suivant la direction verticale	-
r_{in}	Rayon intérieur des ailettes	(m)
r_o	Rayon extérieur des ailettes	(m)
k_f	Conductivité thermique des ailettes	($W/m.K$)
Ac_i	Section de passage dans les tubes	(m^2)
Um_i	Vitesse d'écoulement dans les tubes	(m/s)
Re	Nombre de Reynolds	-
f	Coefficient de friction	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
k	Conductivité thermique	($W/m.K$)
G	Vitesse massique	($kg/m^2.s$)
ΔT_{lm}	Différence de températures logarithmique	($^{\circ}C$)
F	Efficacité de la surface globale	-
ΔP	Perte de pression	(kPa)
ϵ	Efficacité de l'échangeur	(%)

Indices et exposants

a	Air
amb	Ambiant
atm	Atmosphérique
C	Compresseur
CC	Chambre de combustion
e	Eau
i	Fluide à l'intérieur des tubes
is	Isentropique
f	Combustible

Nomenclature

o	Fluide à l'extérieur des tubes
t	Tubes
T	Turbine
U	Utile
1	Entrée du Compresseur
2	Entre de la chambre de combustion
3	Entrée de la turbine
4	Sortie de la turbine

Abréviations

CP1K	Complexe des matières plastiques de Skikda
GN	Gas naturel
GNL	Gas naturel liquifié
GPL	Gaz de pétrole liquifié
RA1K	Complexe de raffinage Skikda
TAG	Turbine a gaz

Introduction générale

Introduction générale

Les hydrocarbures sont la principale source dont dépend l'économie algérienne, car ils représentent environ 93 % des revenus du pays en devises, ce qui exige des industries pétrolières en Algérie une stabilité de la production pour répondre aux besoins des clients. Cela implique une nécessité d'une performance optimale de toutes les installations de production en particulier les turbines à gaz [1].

Les turbines à gaz sont des équipements largement utilisés dans l'industrie et dans le domaine des hydrocarbures en particulier. Ces machines transforment l'énergie thermique de la combustion en énergie mécanique et font partie des machines génératrices de puissance.

Les turbines à gaz sont des machines qui utilisent l'air ambiant, elles sont conçues pour fonctionner dans des conditions atmosphériques ISO (une température ambiante d'environ 15°C, une humidité relative d'environ 60%, et une pression à l'altitude de 0 mètre du niveau de la mer). Les performances d'une turbine à gaz dépendent principalement de la température de l'air d'admission. C'est précisément la raison pour laquelle, lorsqu'il fait chaud et que l'air est moins dense, la puissance de sortie diminue. Une augmentation de 1°C de la température de l'air d'entrée diminue la puissance de sortie de 1%. Étant donné que la température de l'air ambiant change selon la saison et l'endroit où ces turbines sont installées, les conditions climatiques affectent les performances de la TAG. Ces dernières diminuent spécialement dans les périodes chaudes [1].

Dans le but d'améliorer les performances des turbines à gaz durant les périodes chaudes, plusieurs méthodes sont utilisées par les industries, on cite la régénération, le refroidissement intermédiaire du compresseur, le préchauffage, l'injection de la vapeur d'eau et le refroidissement de l'air d'admission. Toutes ces techniques ont pour but d'augmenter le rendement global et la puissance utile du cycle de la turbine à gaz.

Dans le cadre de ce travail la turbine à gaz modèle MS-7001 installée au complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda a été étudiée et analysée. Ce travail est reparti sur quatre chapitres, une introduction et une conclusion générales [1].

Le premier chapitre consiste en la description des différentes unités du complexe de liquéfaction du gaz naturel GNL Skikda ainsi que leurs missions et les équipements utilisés.

Introduction générale

Dans le deuxième chapitre, l'influence des différents paramètres atmosphériques sur les performances des turbines à gaz ainsi que les techniques d'amélioration utilisées par les industries sont présentées.

Dans le chapitre trois, un calcul thermodynamique des performances a été réalisé pour une plage de température du site de Skikda. Cela a mis en évidence le comportement de la TAG en fonction de la température ambiante. Dans le chapitre quatre on traite le dimensionnement d'un système de régulation de la température de l'air d'admission, que nous proposons pour pallier aux hautes températures de l'année.

Chapitre 1 : Généralités

1.1 Introduction

Parmi les richesses naturelles dont dispose le sud algérien, nous trouvons les réserves en hydrocarbures (en particulier le pétrole et le gaz). Pour permettre l'exploitation de ces richesses, des efforts sont consacrés pour la séparation de ces richesses en produits finis et leurs dérivés, et les procédures utilisées sont réalisées dans des complexes spécialisés, répartis en plusieurs unités dans divers endroits du pays, par exemple le complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda.

1.2 Découverte du gaz naturel en Algérie

Le gaz naturel est un mélange de gaz, contenant majoritairement du méthane. Le gaz naturel dans sa forme d'origine est incolore et inodore, c'est le combustible fossile le moins polluant, avec les plus basses émissions d'anhydride carbonique quand il subit le phénomène de combustion. La découverte du gaz naturel en Algérie remonte à 1956, dans les champs de Hassi Rmel et Ain Amenas (sud du pays). Ces champs contiennent deux des plus grandes réserves nationales du gaz naturel. Ils se sont par la suite reliés aux usines de production de gaz naturel liquéfiés (GNL) de l'Est et de l'Ouest du pays (Skikda et Arzew) à l'aide des gazoducs. Le gaz naturel liquéfié est ensuite stocké pour être transporté par des méthaniers vers les terminaux de réception où il sera vaporisé pour être commercialisable et pour être distribué aux clients sous sa forme gazeuse.

1.3 Complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda comprend l'ancien complexe GL1K et le nouveau complexe méga train GL2K. Ce dernier est réalisé en 2007 suite à l'explosion et à la destruction d'une grande partie du GL1K le 19/01/2004 [1].

1.3.1 Complexe GL1K

Le projet du complexe de GL1K de SKIKDA a été entamé en mars 1969 et mis en service en Novembre 1972. Ce complexe, occupant une superficie de 92 hectares, reçoit du gaz naturel du gisement de HASSI R'MEL, par le biais d'un gazoduc dont la longueur est de 580 km et dont le diamètre est de 40 pouces (980 mm). Sa capacité annuelle de production est de 13.2 millions de m³ de gaz naturel et une capacité de stockage de 308600 m³ de GNL. La composition molaire est présentée dans le **tableau 1.1** [1].

Tableau 1.1: Composition molaire du gaz naturel

Composant	Composition molaire (%)
Hélium	0.19
Azote	5.78
Methane	82.49
Éthane	7.27
Propane	2.35
Isobutane	0.46
Normal-butane	0.67
Iso-pentane	0.15
Normal-pentane	0.19
Hexane	0.23
CO2	0.21
H2O	0.01

1.3.1.1 Situation géographique

L'usine est située à 3 Km à l'Est de la ville de Skikda et s'étend actuellement sur 92 hectares environ. La construction des différentes unités de liquéfaction à proximité de la mer facilite l'exportation du produit fini. Le site du complexe est montré dans la **figure 1.1 [1]**.



Figure 1.1 : Situation géographique du Complexe GL1K

1.3.1.2 Unités du complexe GL1K

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1K Skikda comprend les unités suivantes :

- **Unité de liquéfaction**

L'unité de liquéfaction est composée de plusieurs sous unités. Elles sont présentées avec leur capacité dans le **tableau 1.2**.

Tableau 1.2: Capacité de production des unités de liquéfaction

Unité	Capacité de production en GNL (m ³ /J)
S/unités 10, 20 et 30	19500
S/unités 5 et 6	16000
S/unité 40	6000

Malheureusement les unités 20, 30 et 40 ont été détruites par l'incident de janvier 2004.

- **Centrale auxiliaire**

La centrale auxiliaire est un système autonome destiné pour alimenter les unités 10-20-30 et 40 en électricité, air, eau de refroidissement et l'azote.

- **Unité de stockage et d'expédition des produits finis**

L'unité de stockage de GNL comprend 5 réservoirs dont 3 ont une capacité de stockage de 56000 m³ chacun et 2 autres avec une capacité de 70000 m³ chacun. Cette unité est dotée de deux pompes d'expédition.

- **Unité de traitement de GPL**

Cette unité traite les produits des unités 10-20-30 et 40 pour les séparer en propane et butane. Elle assure le stockage de ces produits ainsi que ceux des unités 5 et 6. Elle assure également le stockage du propane et du butane provenant de RA1K. La capacité de stockage de cette unité est deux bacs de propane de 12500 tonnes chacun, ce propane est destiné à l'exportation et un bac de butane de 20000 tonnes, destiné à la consommation nationale.

1.3.2 Complexe GL2K (Méga-train)

Le nouveau train de GNL (Méga train GL2K) est situé à l'intérieur de l'enceinte du complexe, au nord-ouest du GL1K. Il assure la production en GNL qui permet de satisfaire toute la demande des clients internationaux [1].

1.3.2.1 Capacité de production

La capacité de production du nouveau train est de 4.5 millions de tonnes en **GNL** par an. Conçu pour un fonctionnement à flux continu garanti 24h/24h pendant 330 jours/an. Les principaux produits du complexe méga train sont représentés dans le **tableau 1.3 [1]**.

Tableau 1.3: Production du méga train GL2K

Produit finis	Quantité (ton/an)
GNL	4500000
Ethane	164700
Propane	207600
Butane	171400
Gazoline	108700
Gaz enrichi en hélium (m ³ /an)	163100000

1.3.2.2 Unités du méga train

- **Unité de comptage**

Cette unité se charge de compter la quantité de GN fourni. Ce comptage est primordial pour établir les bilans de l'usine ainsi que pour les besoins de facturation.

- **Unité de compression**

Cette unité sert à comprimer le gaz naturel à la sortie de l'unité de comptage jusqu'à une pression de 66 bars. Cette étape supplémentaire sert à diminuer l'énergie nécessaire pour la liquéfaction ainsi qu'à réduire la section des conduites d'acheminement.

- **Unité de décarbonatation**

Cette unité est conçue pour réduire la teneur en **CO₂** contenue dans le gaz naturel. Cette teneur doit être réduite pour éviter la solidification dans l'unité de liquéfaction.

- **Unité de déshydratation**

Cette unité sert à éliminer l'eau contenue dans le gaz naturel. En effet, lors de la liquéfaction, le gaz naturel est refroidi graduellement de +35°C à -164°C. Si l'eau venait à rester dans le gaz naturel, elle se verrait solidifiée, et entrainerait par conséquent le bouchage de l'échangeur principal, et donc une baisse conséquente du rendement d'échange thermique.

- **Unité de démercurisation**

Le rôle de cette unité est d'éliminer, à l'aide d'un démercuriseur, le mercure du gaz d'alimentation et de protéger la section cryogénique de l'usine.

- **Unité de liquéfaction**

Cette étape est la plus importante, elle consiste à combiner entre l'augmentation de la pression du GN, et l'abaissement de sa température. C'est-à-dire, en comprimant d'abord suffisamment le gaz puis en enlevant sa chaleur par le biais d'un fluide réfrigérant (MR) dans l'échangeur principal. Ce fluide sera à son tour auto-refroidi à contre-courant dans le même échangeur cryogénique, ensuite par échange de chaleur dans des condenseurs contenant du propane comme fluide réfrigérant. La chaleur du gaz naturel est ainsi enlevée, le GNL est liquéfié à une température de -164°C sous la pression atmosphérique et stocké dans un bac de $150\,000\text{ m}^3$.

- **Unité de stockage**

La capacité de l'unité de stockage est présentée dans le **tableau 1.4**.

Tableau 1.4: Capacité de stockage du méga train

Equipment	Capacité (m ³)
Un bac de stockage de GNL	290000
Un bac de stockage de propane	78 700
Un bac de stockage de butane	86 200
Une sphère de stockage de gazoline	3760

- **Unité de fractionnement**

Son but est la séparation des constituants lourds tels que l'éthane, le propane, le butane, et la gazoline pour avoir un gaz naturel liquéfié qui répond aux exigences des clients. Le méga train de GNL est dimensionné pour pouvoir réinjecter totalement ces produits dans le sol.

1.3.3 Processus de liquéfaction du gaz naturel

Le processus de liquéfactions du gaz naturel est montré dans le schéma de la **figure 1.2**.

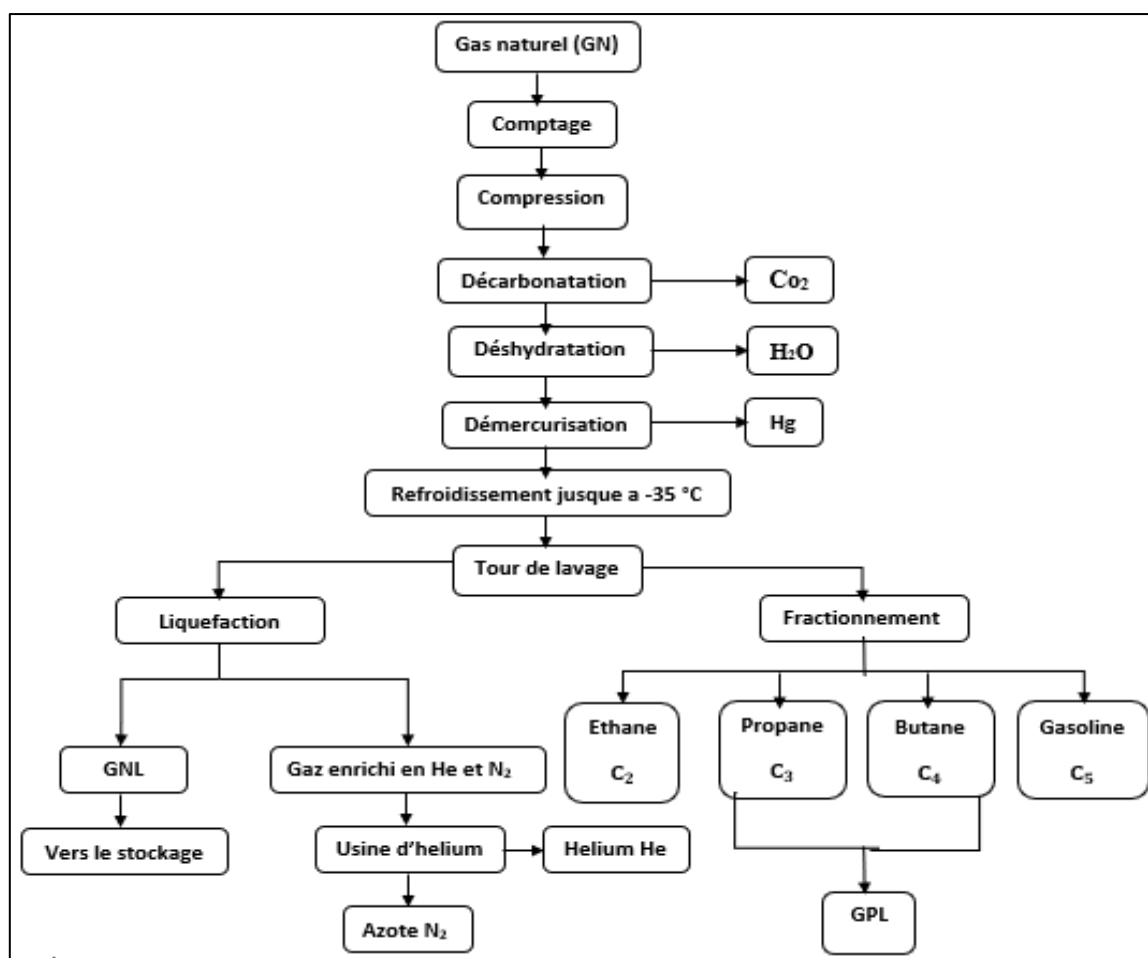


Figure 1.2: Processus de liquéfaction du gaz naturel

1.3.4 Missions du complexe de liquéfaction Skikda

La mission principale du complexe est de liquéfier le gaz naturel à une température de -164°C et à la pression atmosphérique pour réduire son volume et faciliter l'exportation. Ce processus de liquéfaction permet d'extraire d'autres sous-produits que contient le GN, tels que l'éthane, le propane, le butane et le pentane. Le GNL est ensuite stocké et transporté par des navires spécialement conçus à cet effet, appelés méthaniers jusqu'à un terminal de réception, où il sera regazéifié puis distribué sous forme gazeuse aux clients. En conséquence, une partie de la production du complexe devrait être exportée pour répondre à certains besoins nationaux et pour fournir la matière au complexe plastique CP1K situé à proximité [1].

1.3.5 Equipements utilisés dans le complexe

Dans le complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda, les équipements utilisés sont :

1.3.5.1 Equipements hydrauliques

Les « systèmes hydrauliques » selon leur dénomination courante permettent à l'énergie de se déplacer d'un point à un autre. Ces systèmes utilisés sur nos sites industriels, sont améliorés

de manière continue et sont largement préférés à n'importe quelle solution mécanique. En particulier, lorsque le mouvement doit être précis [2].

1.3.5.2 Alternateurs et moteurs

Ce sont des machines tournantes qui transforment l'énergie mécanique en énergie électrique. L'alternateur s'appellera également générateur de courant électrique alternatif, le mot alternatif est donc à l'origine de son appellation alternateur. Ces alternateurs produisent du courant monophasé ou triphasé principalement à la fréquence de 50 ou 60 Hz [3].



Figure 1.3: Alternateurs

1.3.5.3 Tuyauterie

La tuyauterie ou pipe est l'élément d'un réseau qui permet de transporter un fluide d'un équipement à un autre. Les différents fluides transportés sont les fluides incompressibles (liquide) les fluides compressibles (gaz) les fluides sous haute pression les fluides mixtes liquide gaz / liquides chargés / solides [4].

1.3.5.4 Transformateur

Le transformateur est un appareil électrique qui transfère de l'énergie d'un circuit à un autre par un couplage magnétique sans partie mobile. Un transformateur comprend 2 ou plusieurs enroulements couplés ou encore un seul enroulement à prises et, dans la plupart des cas, un noyau magnétique pour concentrer le flux magnétique [5].

1.3.5.5 Dessaleur

C'est un équipement nécessaire pour éliminer par lavage à l'eau les sels minéraux présents dans les pétroles bruts. Ces sels provoquent des corrosions et des encrassements dans les unités de traitement de bruts. Cette opération de dessalage permet aussi de récupérer les sédiments encore présents dans le brut [6].



Figure 1.4: Dessaleur

1.3.5.6 Echangeurs de chaleur

Les échangeurs, sont des équipements permettant d'abaisser, ou de relever la température d'un fluide, ou de modifier son état physique. Dans les procédés pétrochimiques, il est nécessaire de modifier la température où l'état d'un fluide pour le séparer, le distiller, le stocker et le transporter [7]. Pour cela on doit lui ajouter ou lui enlever une certaine quantité de chaleur via des équipements de transfert de chaleur qui sont :

- Les échangeurs et les réfrigérants dans lesquels ne se produit aucun changement de phase. La désignation « échangeurs » est réservée aux appareils où le transfert entre fluides chaud et froid correspond effectivement à une récupération de chaleur, alors que le terme réfrigérant s'applique aux appareils où l'on refroidit un effluent par un fluide auxiliaire.
- Les condenseurs qui permettent la condensation et le refroidissement d'un effluent vapeur en tête de colonne, soit à l'aide d'un produit froid (condenseur essence brut), soit à l'aide d'un fluide auxiliaire (eau, produit frigorigène).
- Les rebouilleurs qui assurent une vaporisation partielle des produits des fonds de colonnes grâce à la circulation d'un effluent chaud (gasoil de recyclage) ou d'un fluide auxiliaire (vapeur d'eau).

1.3.5.7 Colonne

Une colonne est un équipement circulaire disposé verticalement d'une hauteur bien supérieure à son diamètre. Utilisé principalement dans les raffineries pour séparer les fractions d'hydrocarbures contenues dans le pétrole, les unes des autres. Ainsi, cet équipement employé

dans d'autres procédés du traitement des hydrocarbures et tout particulièrement du gaz comme la déshydratation, la désacidification et le dégazolinage [8].



Figure 1.5: Colonnes

1.3.5.8 Réducteur

Un réducteur est un organe mécanique permettant de réduire la vitesse de rotation d'un arbre d'entraînement. Un réducteur sert à transmettre un couple important au récepteur (pompe, compresseur, alternateur ou génératrice) [9].



Figure 1.6: Réducteur

1.3.5.9 Accouplements

Organe mécanique permettant de relier un moteur d'entraînement (moteur électrique ou diesel, turbine) à un récepteur (pompe compresseur alternateur, génératrice). Ils sont prévus pour transmettre la puissance mécanique de rotation entre deux arbres sensiblement alignés [10].

1.3.5.10 Ballons de stockage

Les ballons sont des réservoirs qui peuvent recevoir des liquides (cas d'une phase liquide unique), un mélange liquide-vapeur (séparateur), deux liquides non miscibles (décanteur). Constituées par une virole cylindrique terminée par deux fonds bombés. Ce sont des équipements d'une grande importance dans l'industrie de la pétrochimie [11].



Figure 1.7: Ballon de stockage

1.3.5.11 Pompes

Sont des équipements mécaniques servant à transporter un liquide entre deux points à la pression P_1 et de le porter à la pression P_2 (avec $P_2 > P_1$). La pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement [12].



Figure 1.8: Pompe

1.3.5.12 Compresseurs

Les compresseurs sont des équipements mécaniques permettant d'élever la pression d'un gaz. Deux types de compresseurs sont utilisés aujourd'hui : le compresseur axial et le compresseur centrifuge. Le compresseur axial est principalement utilisé dans les applications de moyenne et grande puissance, tandis que le compresseur centrifuge est utilisé dans les applications de faible puissance [13].

1.4 Turbines à gaz

Les turbines à gaz sont des machines tournantes dont la fonction "moteur" est utilisée dans l'industrie pétrolière pour entraîner des pompes, des compresseurs et des générateurs ou bien dans la propulsion des avions, des bateaux, des trains et des automobiles. Elles peuvent être utilisées dans des lieux de service « en attente » ou « en service continu ». Dans notre projet on s'intéresse à la turbine à gaz. A cet effet, les détails du travail qui sera réalisé va porter essentiellement sur les problèmes liés à cette machine [14,15].

1.4.1 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Une TAG est un moteur composé de trois composants principaux :

- Compresseur pour aspirer l'air et augmenter sa pression et sa température.
- Chambre de combustion dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, lorsqu'il est brûlé, consomme partiellement l'air fourni par le compresseur et augmente la température du mélange air-combustible.
- Les turbines de détente où le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se dilate plusieurs fois dans plusieurs étages et génèrent de l'énergie mécanique. Cette énergie est utilisée pour entraîner le compresseur d'air et fournir une puissance utile à l'arbre.

1.4.2 Différents systèmes de la turbine à gaz

Dans une installation de turbine à gaz, on distingue cinq systèmes principaux :

1.4.2.1 Système d'aspiration d'air

Le système d'aspiration d'air doit être conçu pour délivrer un air sans poussières, insectes, fumées, vapeur d'hydrocarbures pour éviter l'érosion et les dépôts sur les ailettes, et en quantité suffisante pour fonctionner aux performances contractuelles. Au niveau de cette section l'air est filtré et passe par des vannes de régulation afin d'uniformiser le débit d'air qui entre dans le compresseur. Ce système de filtration génère une perte de pression généralement entre 0.3 et 1.3%. Un schéma typique du système d'aspiration est montré dans la **figure 1.9** [14,16].

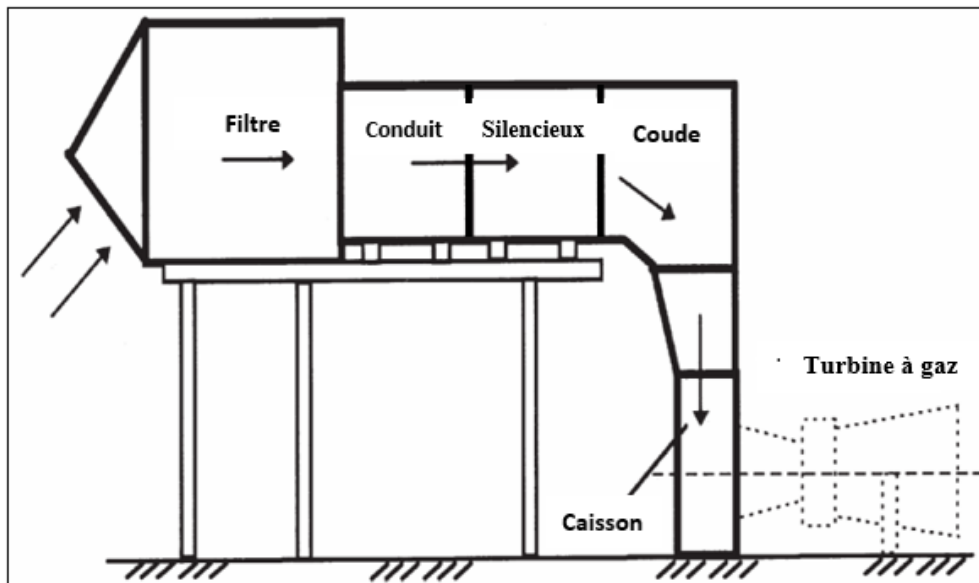


Figure 1.9 : Schéma représentatif d'un système d'admission d'une turbine à gaz

1.4.2.2 Système de compression

Sa fonction est de fournir le volume d'air nécessaire à la combustion dans la turbine, ainsi que d'alimenter en air les différents circuits de refroidissement. L'air d'admission passe par le compresseur pour passer ensuite à la chambre de combustion à une pression élevée. Le compresseur axial comprend un rotor et un stator, en plus des aubes directrices à l'entrée et à la sortie. Un compresseur axial type est montré dans la **figure 1.10 [14]**.

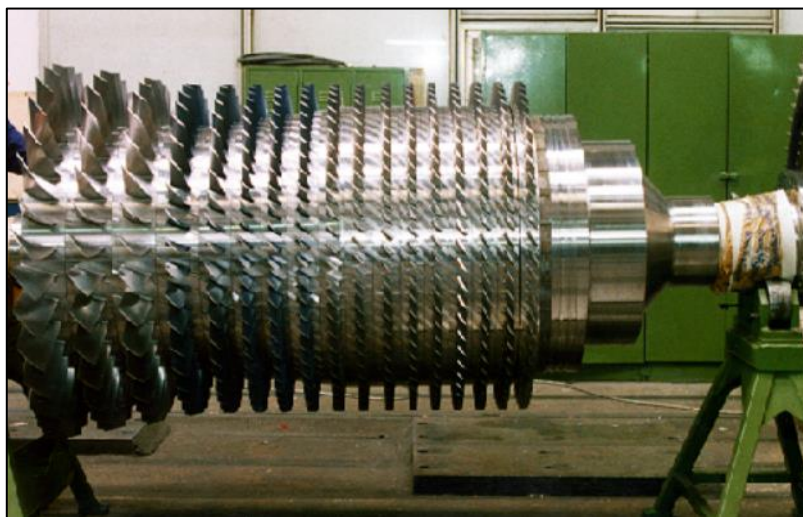


Figure 1.10 : Compresseur de la turbine à gaz

1.4.2.3 Chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est de brûler un mélange air-combustible (conversion de l'énergie chimique potentielle contenue dans le mélange en chaleur) et délivrer les gaz résultants à une turbine. La combustion se produit dans une enceinte conçue pour assurer le débit d'air, l'injection de combustible et la détente des gaz. La chambre de combustion doit

également assurer une bonne stabilité de la flamme, un fonctionnement sur une large plage de débit, une possibilité d'allumage à des conditions extérieures variables. **La figure 1.11** montre une chambre de combustion d'une TAG [14].

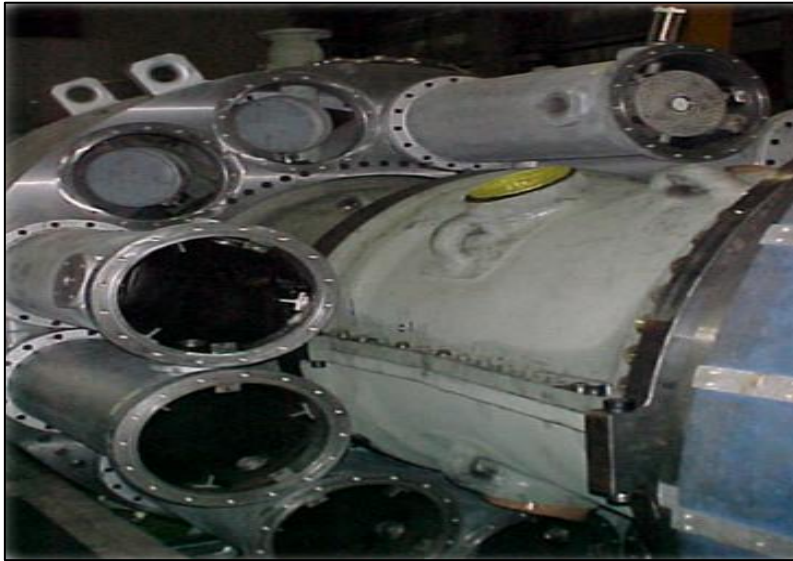


Figure 1.11: Chambre de combustion de la turbine à gaz

1.4.2.4 Turbine de détente

La détente est la partie où l'énergie sous forme de gaz pressurisé à haute température, produit par le compresseur et la chambre de combustion, est convertie en énergie mécanique. La turbine de détente comprend un ou plusieurs étages, chaque étage étant constitué d'une rangée d'aubes fixes (distributeur) suivie d'une rangée d'aubes mobiles (roue de turbine). **La figure 1.12** montre la turbine de détente d'une TAG [14].



Figure 1.12: La turbine de détente de la turbine à gaz

1.4.2.5 Système d'échappement

Au niveau de cette section il y aura l'échappement des gaz de la détente. Ce système est conçu pour minimiser le bruit, en réduisant la turbulence des gaz d'échappement et assurer l'isolation thermique. Après la turbine de détente, les gaz d'échappement sont conduits dans un diffuseur puis par des déflecteurs placés dans la partie inférieure de la cheminée dirigent ces gaz vers le haut à travers des silencieux résistants aux hautes températures. **La figure 1.13** montre le système d'échappement de la TAG [14,16].

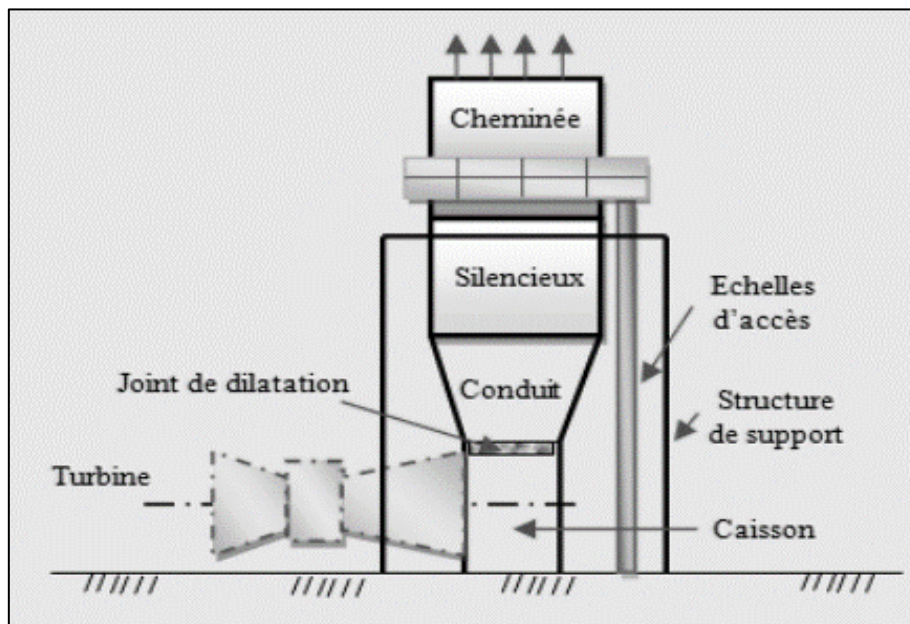


Figure 1.13: Section d'échappement d'une turbine à gaz [16]

1.4.3 Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées selon le schéma dans la figure 1.14.

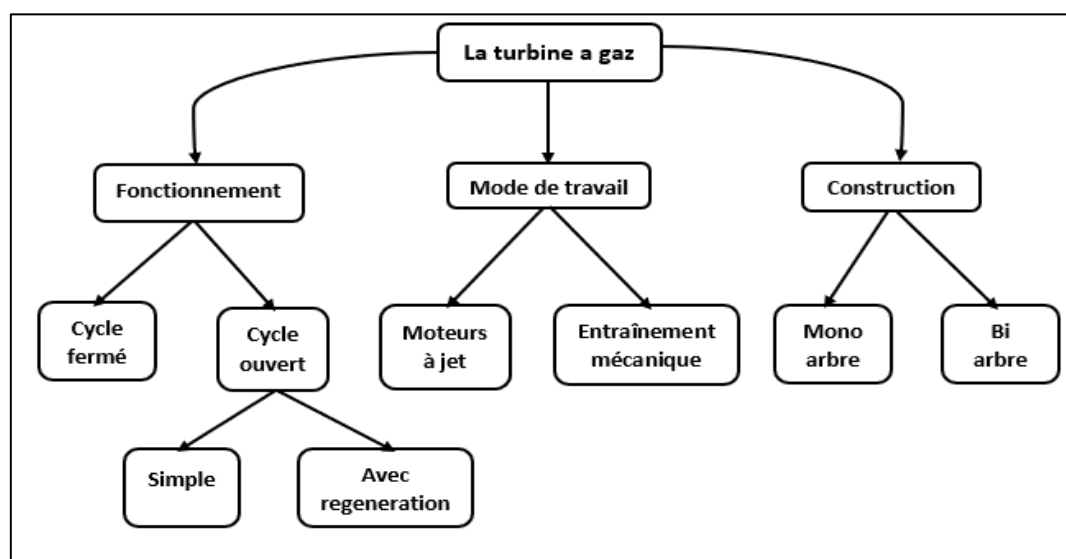


Figure 1.14 : Schéma de classification de la turbine à gaz

1.4.3.1 Mode de travail

La turbine à gaz est utilisée dans des applications dans l'espace, en mer et sur terre.

- **Turbines à gaz pour l'aviation (moteurs à jet)**

Les moteurs utilisés dans les applications aéronautiques peuvent être des turboréacteurs, des turbo fans ou des turbopropulseurs, mais ils sont tous communément appelés moteurs à réaction [17,18].

- **Turbines à gaz industrielles (entraînement mécanique)**

Les turbines à gaz industrielles comprennent les turbines à vapeur dérivées, turbines à gaz industrielles lourdes, et les turbines à gaz industrielles hybrides. Ces TAG sont généralement exploitées pour (l'entraînement mécanique, production d'électricité, cycle combiné et propulsion marine) [18].

1.4.3.2 Type de fonctionnement

- **Cycle fermé**

Le fonctionnement en cycle fermé permet d'utiliser une haute pression (et donc une haute densité de gaz) tout au long du cycle, ce qui permettrait de modifier la puissance de sortie en changeant le niveau de pression dans le circuit. Cette forme de contrôle permet de s'adapter à une large gamme de charges sans modifier la température maximale du cycle et donc avec une faible variation du rendement global. Le principal inconvénient du cycle fermé est la nécessité d'un système de chauffage externe, ce qui implique l'utilisation d'un cycle auxiliaire et introduire une différence de température entre les gaz de combustion et le fluide de travail [15].

- **Cycle ouvert**

Pour un tel cycle, l'air atmosphérique renouvelé automatiquement passe par le compresseur d'une manière continue avant être délivré à la chambre de combustion en haute pression. Les gaz chauds de la chambre de combustion passent par la turbine pour une détente et après l'échappement à l'atmosphère sans retour au circuit [15].

- **Cycle ouvert simple**

C'est un cycle où le potentiel des gaz d'échappement n'est pas totalement utilisé, une partie est perdue dans l'atmosphère [19,20].

- **Cycle ouvert avec régénération**

Un tel cycle est pour augmenter le rendement global en récupérant tout le potentiel mécanique des gaz brûlés à l'aide d'un échangeur de chaleur [21].

1.4.3.3 Type de construction

- **Turbine à gaz mono arbre**

La turbine à gaz mono arbre est constituée d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine pour la détente. Tous ces éléments sont couplés sur le même arbre pour entraîner une charge quelconque à la sortie, c'est le type le plus utilisé [22].

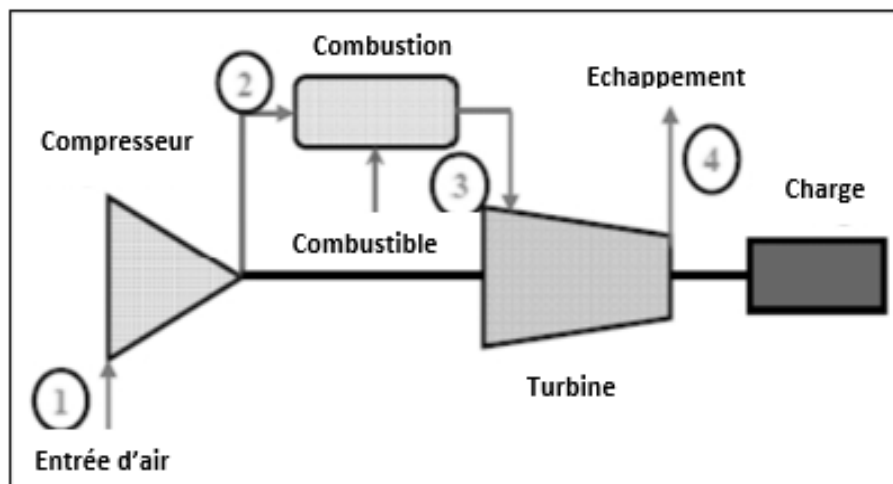


Figure 1.15 : Turbine à gaz mono arbre [23]

- **Turbine à gaz bi arbre**

Les turbines à deux arbres sont adaptées pour une grande vitesse de rotation et permettent un meilleur rendement aux charges entraînées et sont plus complexes que les turbines à un seul arbre. La turbine de détente est divisée en deux parties, une turbine haute pression qui entraîne seulement le compresseur d'admission à l'aide d'un arbre et une autre turbine basse pression pour l'entraînement de la charge à l'aide d'un deuxième arbre [22].

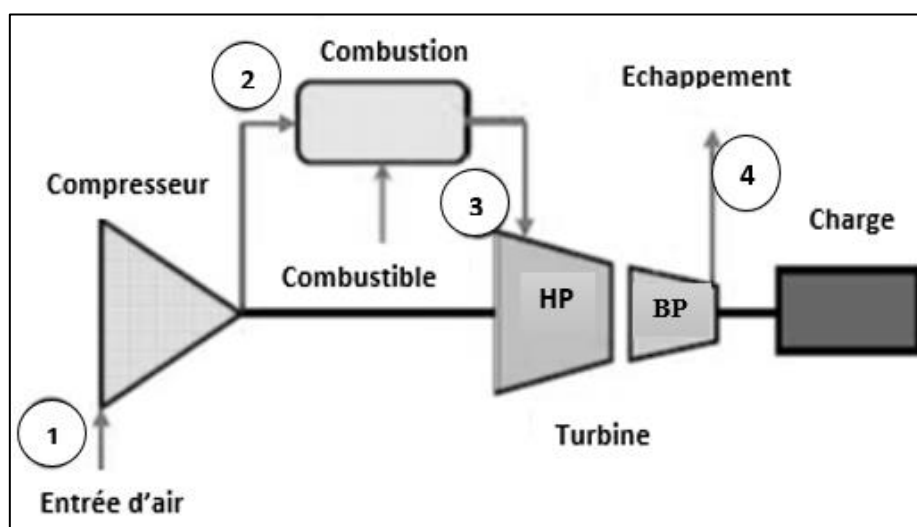


Figure 1.16: Turbine à gaz bi arbre [23]

1.4.4 Principales utilisations des TAG

1.4.4.1 Production d'électricité

Les turbines à gaz sont utilisées pour la production d'énergie électrique pour leurs avantages. Parmi leurs principaux avantages, nous citons sa capacité à démarrer rapidement, son faible besoin en eau de refroidissement, ainsi que la haute température et la basse pression du fluide de travail [17,18].

1.4.4.2 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application est le plus courant car il permet d'économiser les énergies fossiles, et par conséquent les coûts énergétiques [17,18].

1.4.4.3 Turbines à gaz pour l'aviation

Au sens strict, toutes les turbines à gaz sont des générateurs de gaz. Leurs gaz chauds sont détendus soit par une turbine pour générer de la puissance sur l'arbre, soit par une tuyère pour créer une poussée. Cependant, les turbopropulseurs ont beaucoup de points communs avec les turbines à gaz terrestres et maritimes. Cela n'a rien d'étonnant, car dans de nombreux cas la turbine à gaz de base est identique pour les deux applications [17].

1.5 Conclusion :

Le complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda joue un rôle très important dans le développement national et contribue au soutien de l'économie nationale, car il couvre une grande partie des exportations de l'Algérie vers le monde.

Cette première partie de l'étude nous a permis de connaître la TAG et ses différents domaines d'utilisation dans l'industrie. Dans le cadre de ce travail on s'intéresse plus particulièrement à celles exploitées dans les industries pétrolières comme Sonatrach Skikda.

**Chapitre 2 : Méthodes
d'amélioration des performances
des turbines à gaz**

2.1 Introduction

Les turbines à gaz absorbent un volume d'air constant. Le débit volumique est proportionnel à la densité. Quand la température augmente, la puissance de la turbine baisse, cela est dû à la baisse de la densité. Pour pallier à cette baisse de puissance, on a recours au refroidissement de l'air d'entrée. Il existe plusieurs méthodes pour refroidir cet air qui par voie de conséquence augmente sa densité. Pour que l'output (les performances) de la turbine soit maintenu constant, il faut faire en sorte que le débit massique reste inchangé.

2.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS-7001

La turbine à gaz MS-7001 est utilisée dans le système de compression pour la réfrigération de propane de l'unité 16. La turbine à gaz MS-7001 entraîne le compresseur du propane « 16-MJ04 ». Cette même turbine à gaz entraîne aussi le compresseur HPMR qu'est accouplé au même arbre. Un moteur auxiliaire « 16-MJ04-M » de 17 MW est accouplé aussi à cet arbre pour aider le compresseur au cas où la turbine à gaz ne peut pas fournir toute seule l'énergie requise par la charge du procédé GNL. Lors d'une opération normale tous ces éléments tournent à 3600 rpm sauf pour le moteur de démarrage qui va débrayer quand la charge du moteur d'assistance au démarrage augmente afin d'accélérer la turbine à gaz d'environ 360 rpm à environ 3400 rpm. **La figure 2.1** présente la boucle de réfrigération du propane.

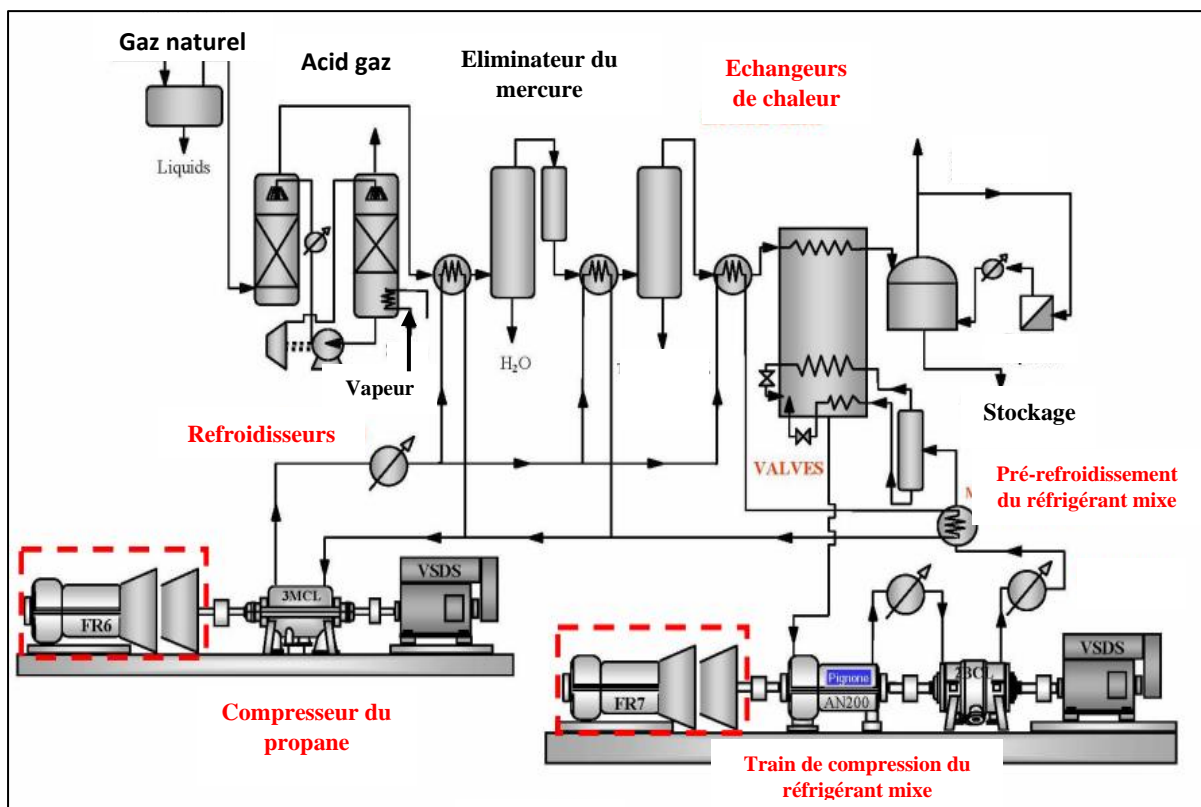


Figure 2.1: Boucle de réfrigération du propane

Chapitre 2 : Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

Le tableau présente les caractéristiques de la turbine à gaz MS-7001 pour une température de référence de 24 °C.

Tableau 2.1: Caractéristiques de la turbine à gaz MS-7001

Données générales de conception	
Marque	General électrique
Constructeur	Nuovo Pignone
Série du modèle	MS-7001EA
Application	Entraînement d'un compresseur pour la réfrigération du propane
Cycle	Simple
Sens de rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Vitesse d'arbre	3600
Type de fonctionnement	Continu
Poids	82 tonnes
Dimension	15×3.2×3.8 m
Nombre des paliers	03
Système de lancement	Moteur électrique
Système de lubrification	A base de pétrole
Données nominales de la turbine à gaz	
Puissance nette (kW)	82900
Rendement global (15°C)	32.7 %
Rendement mécanique de l'arbre (%)	0.99
Section du Compresseur	
Type	Axiale
Nombre des étages	17
Vitesse maximum de la pointe (m/s)	343(m/s)
Taux de compression π_c	12.2
Type des aubes admission	Variable
Section de la chambre de combustion	
Type	Tubulaire
Nombre foyers	10
Ecoulement	Contre-courant
Combustible	Fuel
Disposition des chambres de combustion	Concentriques autour du compresseur
Section de la turbine	
Nombre des étages	3
Pression d'échappement (bar)	1.1617
Directrices-3 etages	Fixe

2.3 Influence des paramètres externes et internes sur la turbine à gaz

2.3.1 Influence des paramètres internes de la turbine à gaz

2.3.1.1. Choix du combustible

Le combustible liquide (gasoil) a un pouvoir calorifique inférieur à celui du gaz naturel, ce qui affecte les performances des turbines à gaz. Quand ces combustibles sont saturés avec la vapeur d'eau en amont du système de combustion de la turbine à gaz, ils augmentent le coefficient de transfert de chaleur en augmentant la température des parties chaudes de la turbine. Ainsi si le pouvoir calorifique diminue, le débit massique du combustible vers la chambre de combustion doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie. Ce débit supplémentaire de fluide, qui n'est pas comprimé par le compresseur, crée une augmentation de puissance et une réduction de la consommation spécifique [14].

2.3.1.2. Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine à gaz (filtre d'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 sa pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, ceci à cause de l'influence exercée par la pression ambiante [14].

2.3.1.3. Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine

Les gaz d'échappement traversant le système d'échappement sont soumis aux pertes dues au frottement, qui augmentent la valeur de la contre-pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure et atmosphérique. Ces pertes réduisent la détente de 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 [14].

2.3.2 Influence des paramètres atmosphériques sur la turbine à gaz

Pendant l'exploitation de la turbine à gaz MS-7001 dans le cadre du stage de fin d'études à Sonatrach Skikda, on a trouvé une dépendance entre les paramètres atmosphériques et les performances de cette turbine :

2.3.2.1 Température de l'air ambiant

Les variations de la température ambiante à l'entrée du compresseur influent directement sur les performances de la turbine. Si cette température augmente, la masse volumique de l'air

d'admission diminue et donc une réduction du débit massique. En effet, la puissance utile et le rendement de la turbine diminuent, tandis que le taux de chaleur augmente avec la température des gaz d'échappement [14]. La **figure 2.2** montre la façon dont ces performances sont influencées par la température.

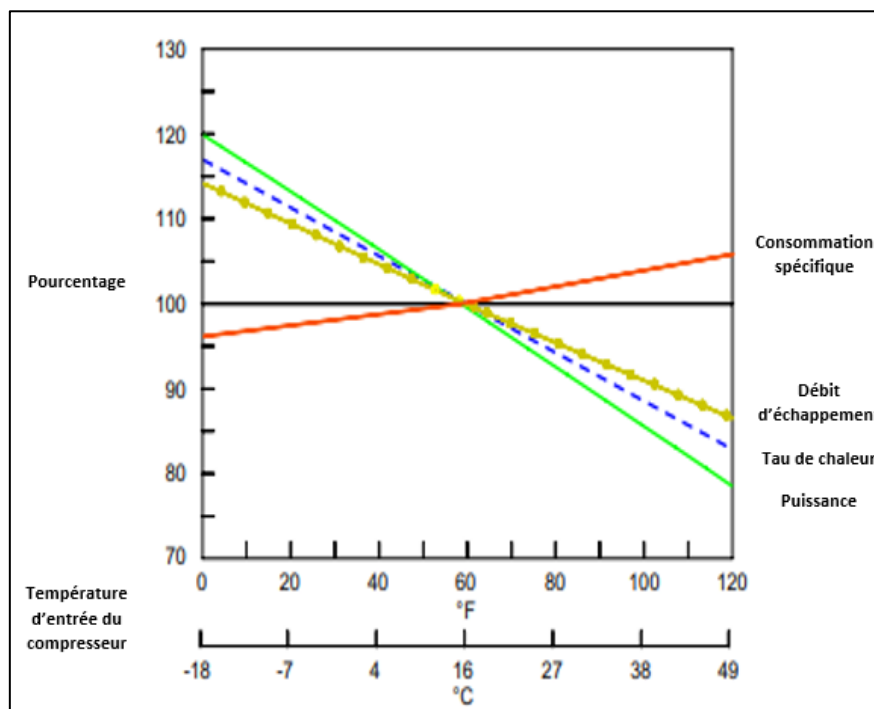


Figure 2.2: *Courbes des performances en fonction de température*

D'après cette figure on remarque que pour une température ambiante de 15 °C tous les paramètres du groupe sont optimaux à 100% des conditions de conceptions. Au-dessus de cette température nominale, on remarque une chute de puissance et du taux de chaleur avec une augmentation de la consommation spécifique. Pour la puissance nette on remarque que chaque augmentation de température ambiante par 1°C provoque une chute de puissance équivalente à 1% par rapport à la puissance nominale de cette machine.

2.3.2.2 Humidité de l'air ambiant

Lorsque l'humidité relative de l'air ambiant augmente, une certaine quantité d'énergie est dépensée pour convertir l'humidité présente dans l'air en vapeur, ce qui produit une perte d'efficacité thermique même si l'air humide est moins dense que l'air sec (le débit massique de l'air diminue). Ainsi la présence des particules d'eau réduit la température de sortie du compresseur axial, ce qui réduit le travail spécifique de compression et augmente la puissance utile disponible pour la machine entraînée. Pour les raisons ci-dessus, l'augmentation de l'humidité entraîne une augmentation de la puissance de sortie et du taux de chaleur [14].

D'après la **figure 2.3** on remarque pour une humidité spécifique de 0.0064 ($\frac{\text{kg vapeur d'eau}}{\text{kg air sec}}$) tous les paramètres de performance sont à 100% des conditions de conceptions. Au-dessus de cette valeur optimale, on remarque une chute de puissance tandis que la consommation spécifique augmente.

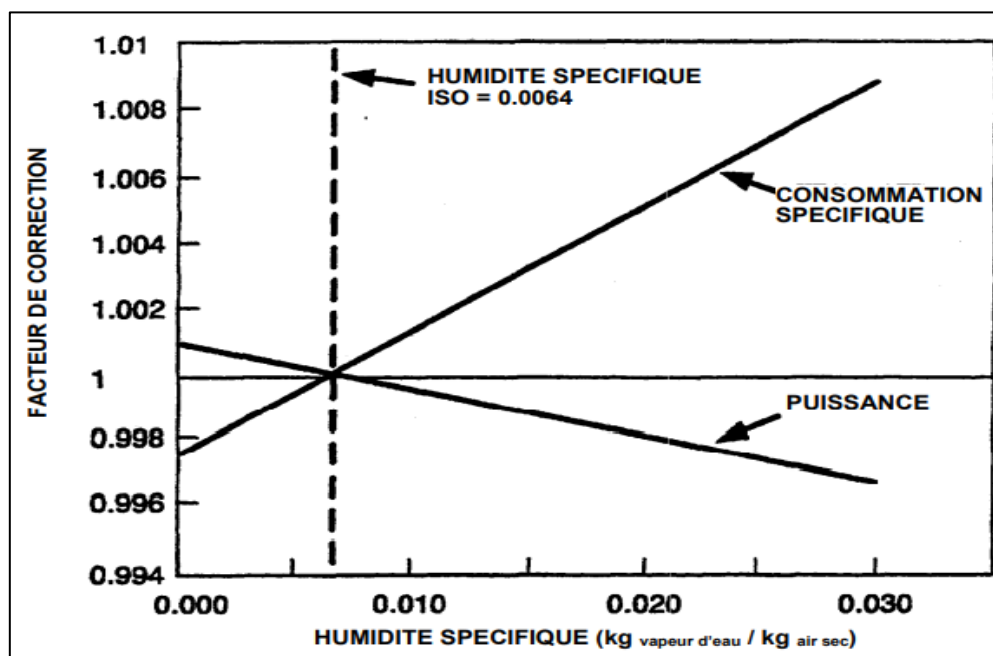


Figure 2.3: Courbes de performance de la turbine en fonction de l'humidité de l'air

- **Etude sur l'humidité relative de Skikda :**

Le climat de Skikda est un climat humide durant toute l'année et plus particulièrement dans les périodes froides puisque l'air chaud peut absorber plus d'humidité que l'air froid. D'après le site météorologique, on a pu déterminer les valeurs de l'humidité présentées dans la **figure 2.4** pour le climat de Skikda à une altitude de 13 m au-dessus de niveau de la mer. Toutes ces données correspondent aux valeurs mensuelles moyennes des 20 dernières années.

D'après cette même **figure** on voit bien que l'humidité au climat de Skikda est très élevée et varie entre 75% et 84% tandis que la valeur optimale de l'humidité pour des performances nominales aux conditions du site corresponde à 76%, ce qui permet de dire que l'humidité du climat de Skikda n'a pas d'effet significatif sur les performances des turbines à gaz. Pour cela, ce paramètre n'est pas considéré dans ce travail.

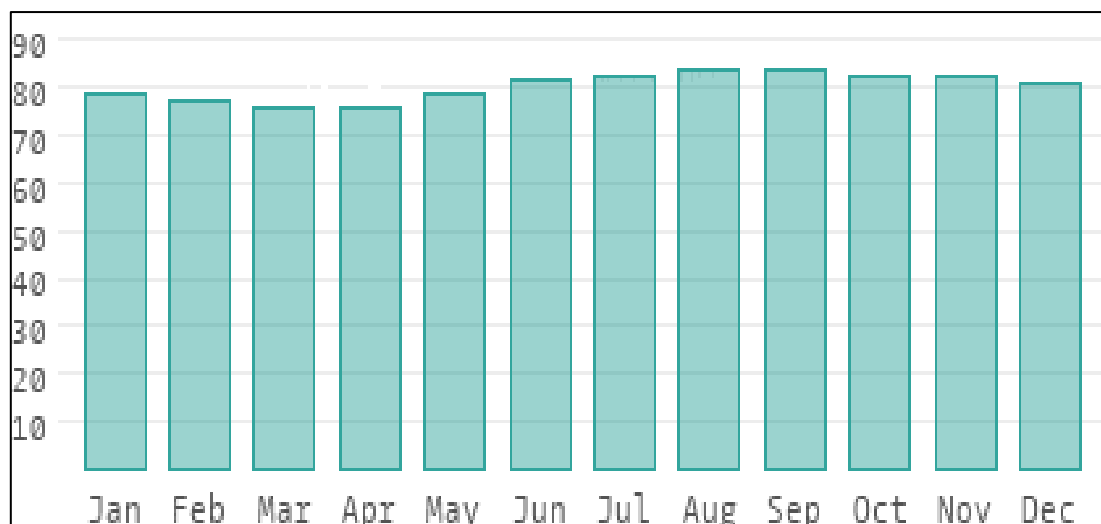


Figure 2.4: Valeurs mensuelles moyennes de l'humidité relative du climat de Skikda [24]

2.3.2.3 Pression de l'air ambiant

L'altitude de l'emplacement du site affecte évidemment la pression de l'air entrant dans la turbine et même sur le facteur de correction. Lorsque l'altitude augmente, la pression de l'air d'entrée et le facteur de correction diminuent. Ceci implique une diminution de la masse volumique de l'air d'entrée et donc la puissance utile est réduite, par contre le taux de chaleur reste approximativement le même [14].

Ce facteur de correction exprime la correction en termes de puissance par rapport à l'altitude où la machine est installée. Par exemple pour trouver la puissance fournie par une turbine à gaz installée à une altitude quelconque, il faut juste multiplier sa puissance nominale par le facteur de correction correspondant à cette altitude.

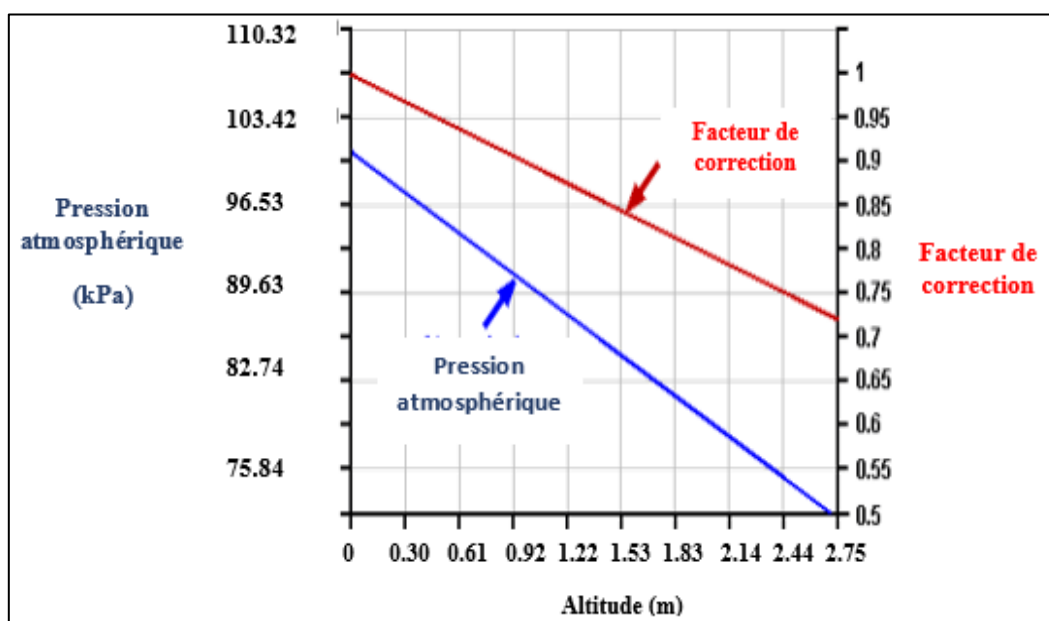


Figure 2.5: Facteur de correction en fonction de l'altitude

- **Altitude du site par rapport au niveau de la mer**

L'altitude de la zone industrielle Sonatrach Skikda ne dépasse pas les 5 mètres qui est l'équivalente de 16.404 pieds. Comme cette altitude est fixe, alors d'après la **figure 2.6** on trouve que la pression équivalente est constante en 14.5 PSI avec un facteur de correction a environ de 0.99. En effet, on déduit que l'effet de la pression atmosphérique n'est pas considéré.

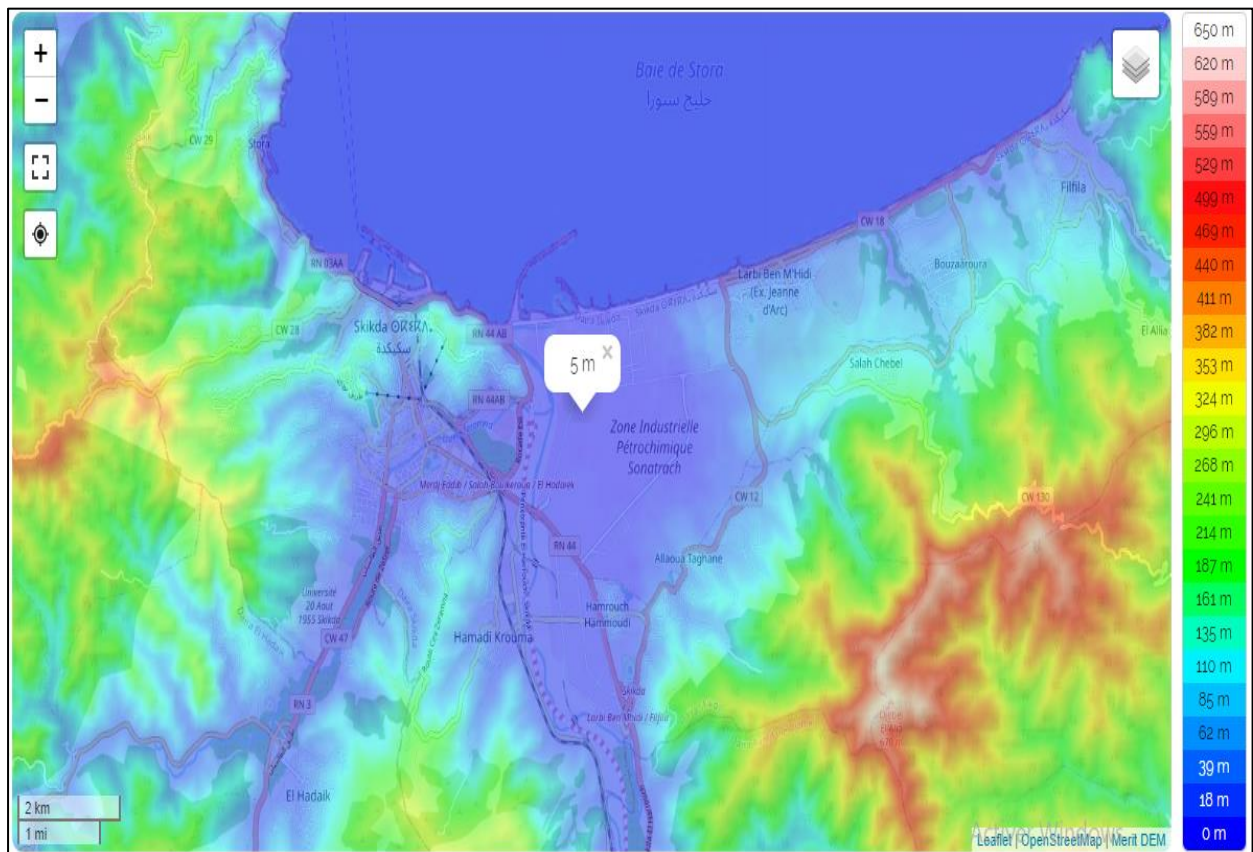


Figure 2.6: Altitude du complexe de liquéfaction du gaz naturel Skikda [25]

2.4 Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

Dans le but d'améliorer ces performances, plusieurs méthodes et technique sont utilisées :

2.4.1 Cycle avec régénération

Dans un cycle simple de turbine à gaz, la température d'échappement est toujours plus élevée que la température de l'air sortant du compresseur. L'utilisation d'un régénérateur, dans lequel les gaz chauds d'échappement de la turbine préchauffent l'air qui sort du compresseur et par conséquent celui qui entre dans la chambre de combustion, ce qui diminue la consommation spécifique pour augmenter le rendement thermique. La **figure 2.7** montre un schéma du cycle régénératif [19,20].

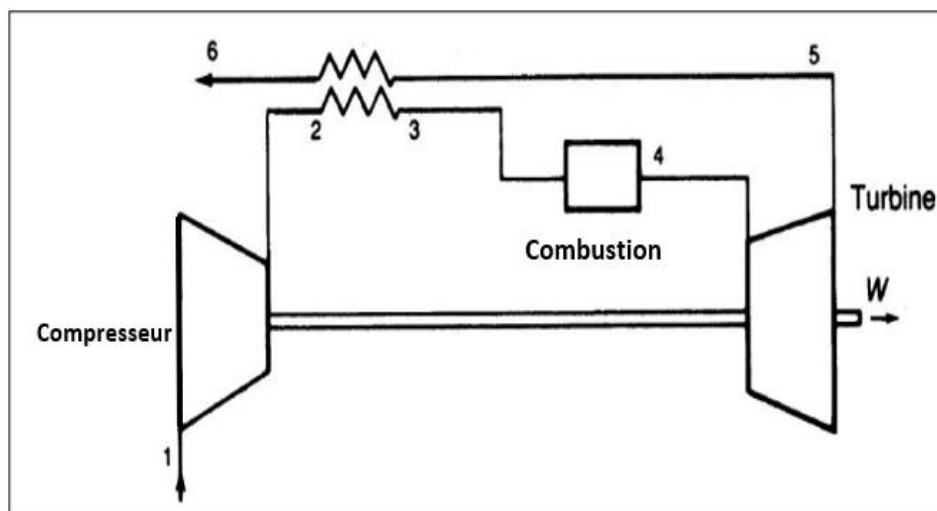


Figure 2.7: Schéma du cycle régénératif [21]

2.4.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur

L'air est d'abord comprimé à une pression intermédiaire, puis passe par un refroidisseur intermédiaire, avant de passer par un autre étage du compresseur, où sa pression est encore augmentée jusqu'à la pression finale de sortie. Le résultat global est une diminution du travail net du compresseur et une augmentation du rendement thermique du cycle pour un rapport de pression donné [20]. La figure 2.8 montre un schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire.

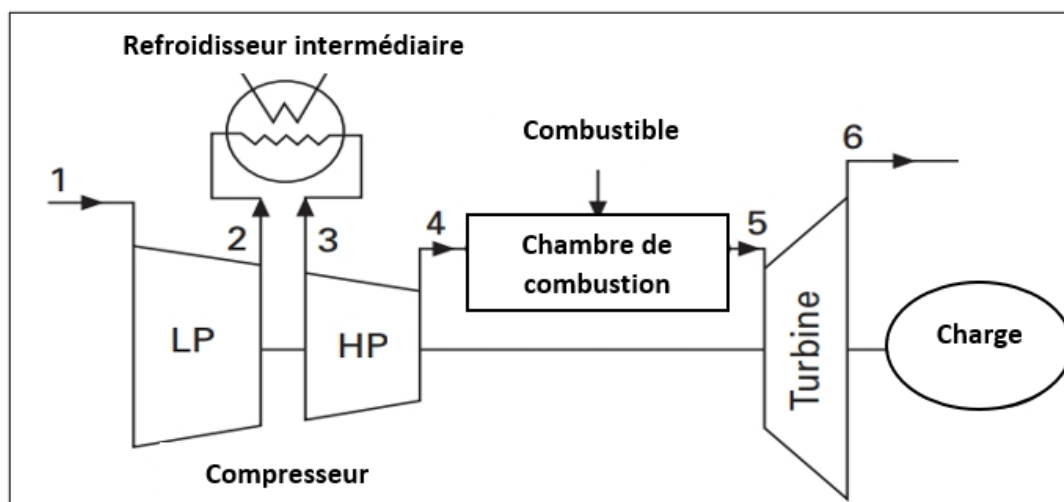


Figure 2.8: Schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire du compresseur [21]

2.4.3 Cycle avec réchauffage

La réchauffe peut être effectuée entre les deux étages de turbine (haute pression et basse pression). Ceci peut être réalisé en plaçant une deuxième chambre de combustion entre les deux étages afin de chauffer les gaz sortant de la turbine haute pression. L'utilisation du réchauffage augmente le rendement de la turbine sans modifier le travail du compresseur ou la température

maximale limite à l'entrée de la turbine [26]. La **figure 2.9** montre un schéma du cycle avec réchauffage.

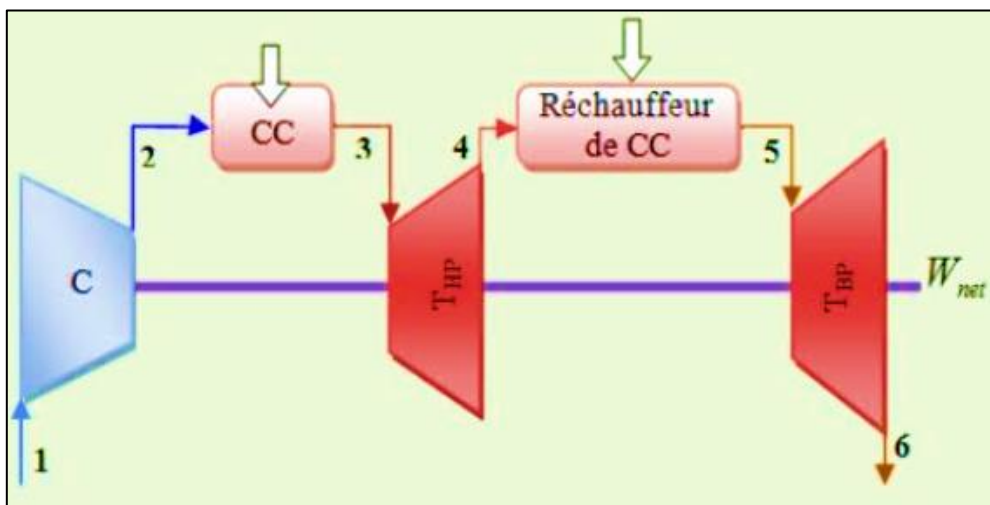


Figure 2.9: Schéma du cycle de la turbine avec réchauffage

2.4.4 Systèmes d'injection de vapeur d'eau et d'air comprimé

2.4.4.1 Injection de la vapeur d'eau à la sortie du compresseur

L'injection de vapeur ou l'injection d'eau ont souvent été utilisées pour augmenter la puissance générée par la turbine, comme le montre la **figure 2.10**. La vapeur peut être générée à partir des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le générateur de vapeur pour une telle unité est très élémentaire car les pressions sont faibles. Cette technique augmente la puissance et accroît également le rendement de la turbine. La quantité de vapeur est limitée à environ 12 % du débit d'air, ce qui permet d'augmenter la puissance d'environ 25 %. Le coût de ces systèmes est d'environ 100 dollars par kW [17,21].

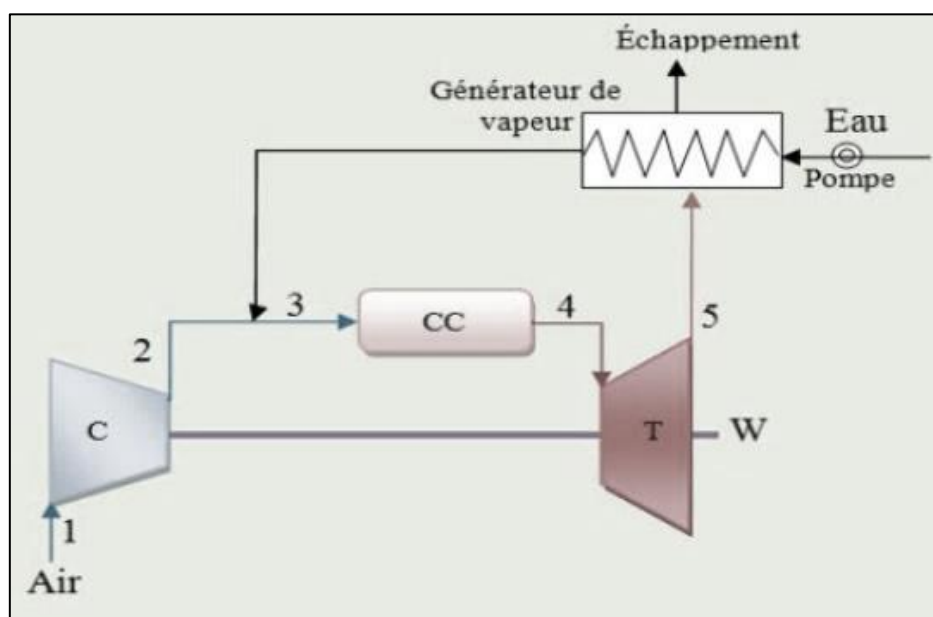


Figure 2.10: Schéma du cycle de la turbine avec Injection d'eau ou de vapeur [21]

2.4.4.2 Injection d'air comprimé

L'air comprimé d'un compresseur séparé est chauffé et humidifié à environ 60 % d'humidité relative à l'aide d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur, puis injecté dans la décharge du compresseur. L'air comprimé supplémentaire humidifié et préchauffé est fourni de l'extérieur. Les aspects techniques et mécaniques de l'injection d'air comprimé sont similaires à ceux de l'injection de vapeur pour l'augmentation de la puissance [21]. La **figure 2.11** est un schéma simplifié d'une installation d'injection d'air comprimé, qui comprend les principaux composants suivants :

- Une turbine de combustion commerciale avec la possibilité d'injecter, en tout point en amont de la chambre de combustion, de l'air comprimé.
- Un compresseur supplémentaire pour fournir le flux d'air supplémentaire en amont des chambres de combustion.
- Une colonne de saturation pour l'humidification et le préchauffage de l'air supplémentaire.
- Le chauffe-eau à récupération de chaleur et le préchauffeur d'air saturé.
- L'équipement et les systèmes d'équilibre de l'usine, y compris la tuyauterie, les vannes, les contrôles, etc.

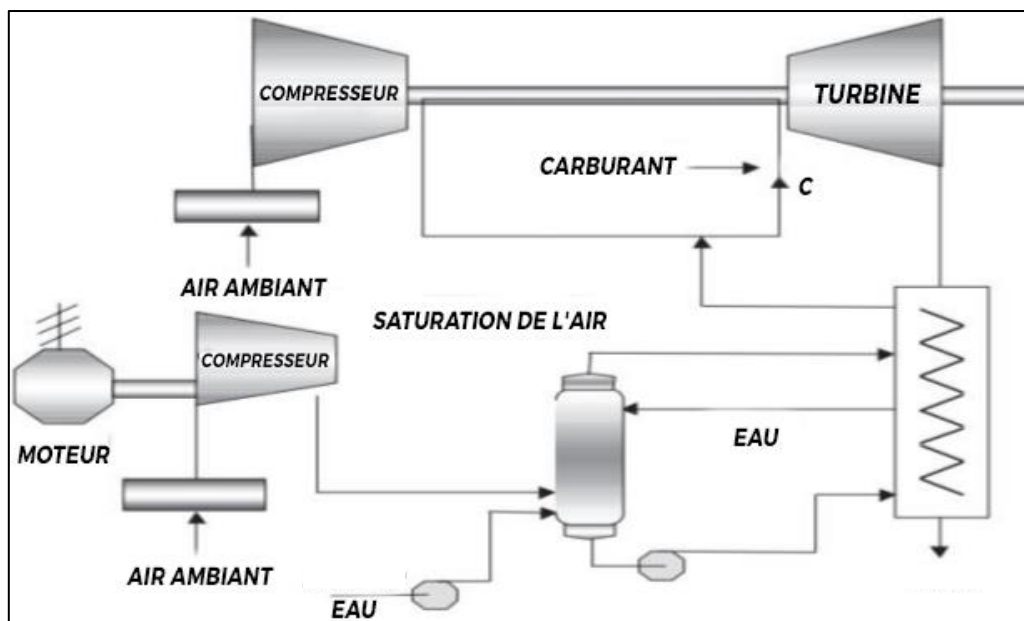


Figure 2.11: Schéma du cycle de la turbine avec injection d'air comprimé [21]

2.4.5 Refroidissement de l'air d'entrée

Récemment, on a pu obtenir plus de puissance d'une turbine à gaz en augmentant simplement le débit massique d'air dans le compresseur. Les systèmes de refroidissement de l'air à l'entrée des turbines sont couramment utilisés pour refroidir l'air d'entrée, ce processus augmente la densité de l'air, par conséquent le débit massique total et améliore donc la

production d'énergie (la puissance utile) et le rendement thermique. Plusieurs méthodes de refroidissement de l'air d'admission sont présentées et discutées :

2.4.5.1 Refroidissement de l'air d'admission par évaporation

Le refroidissement par évaporation implique un transfert de chaleur et de masse, qui se produit lorsque l'eau et le mélange air-eau non saturé en air sont en contact. Ce transfert est fonction des différences de température et de pression de vapeur entre l'air et l'eau. Les transferts de chaleur et de masse sont tous deux opérationnels dans le refroidisseur par évaporation car le transfert de chaleur de l'air vers l'eau fait s'évaporer l'eau, et l'évaporation de l'eau dans l'air constitue un transfert de masse [27].

L'apport de chaleur peut être décrit comme étant latent ou sensible, le terme utilisé dépend de l'effet. Si l'effet consiste uniquement à augmenter ou à diminuer la température, il s'agit de chaleur sensible. La chaleur latente, quant à elle, produit un changement d'état, par exemple la congélation, la fonte, la condensation ou la vaporisation. Dans le refroidissement par évaporation, la chaleur sensible de l'air est transférée à l'eau, qui devient une chaleur latente lorsque l'eau s'évapore. La vapeur d'eau devient une partie de l'air et transporte la chaleur latente avec elle. La température sèche de l'air diminue parce qu'elle abandonne la chaleur sensible. La température humide de l'air n'est pas affectée par l'absorption de la chaleur latente dans la vapeur d'eau car la vapeur d'eau entre dans l'air à la température humide de l'air [27].

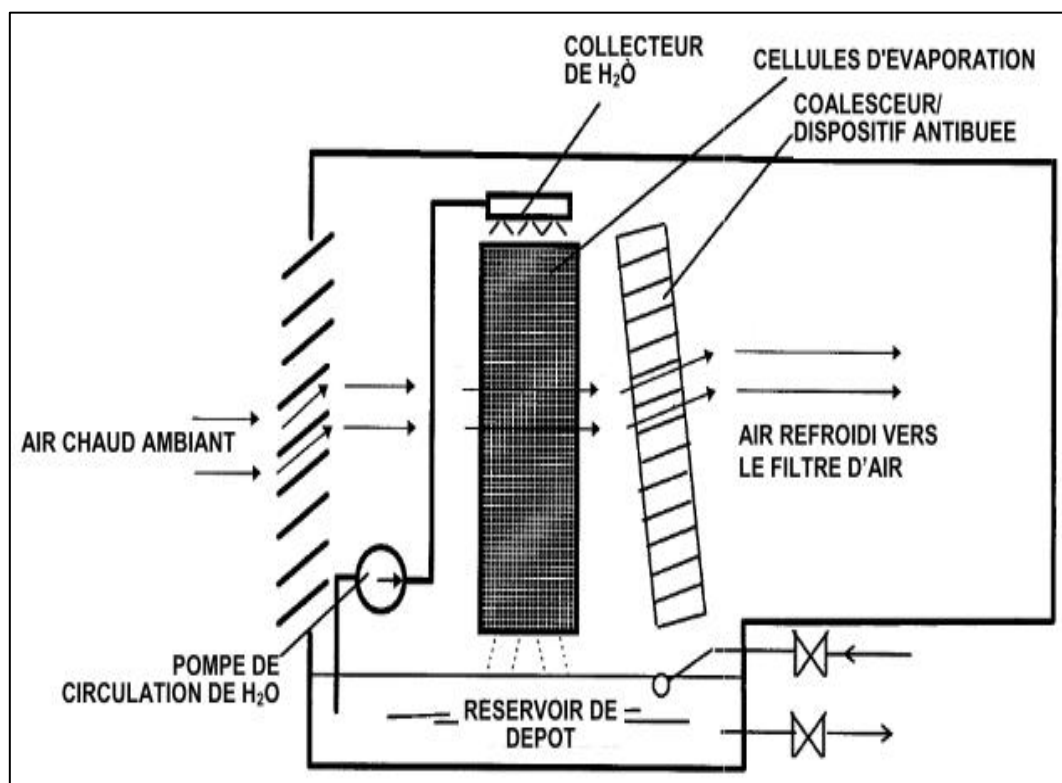


Figure 2.12: Schéma représentatif d'un système de refroidissement par évaporation [17]

Théoriquement, l'air entrant et l'eau dans le refroidisseur par évaporation sont considérés comme des systèmes isolés car aucune chaleur n'est ajoutée ou retirée du système. Le processus d'échange de la chaleur sensible de l'air contre la chaleur latente de l'évaporation de l'eau est adiabatique [27].

Ce système est un moyen rentable pour récupérer de la capacité dans les climats chauds et peu humides ou désertiques où les gains sont plus importants [26]. Ce qui permet d'augmenter la puissance de la turbine à gaz de près de 12 %. En revanche, dans les climats chauds et humides, le refroidissement par air est limité à la température du bulbe humide et la capacité du générateur à turbine à gaz ne peut être augmentée de plus de 5 à 7% dans le meilleur des cas [27]. L'efficacité du refroidisseur par évaporation est une mesure de la proximité de la température de sortie du refroidisseur par rapport à la température humide ambiante. Pour la plupart des applications, les refroidisseurs dont l'efficacité est comprise entre 80 et 90 % sont les plus rentables [17].

Pour le système d'admission d'air de la turbine à gaz, il est recommandé de placer le refroidisseur par évaporation après le filtre à air d'admission et non avant, comme le montre la **figure 2.13**, cette disposition a permis de protéger le média de la poussière et des autres contaminants en suspension dans l'air qui auraient pu l'atteindre. Le coût d'un tel système est d'environ 50 dollars par kW [21].

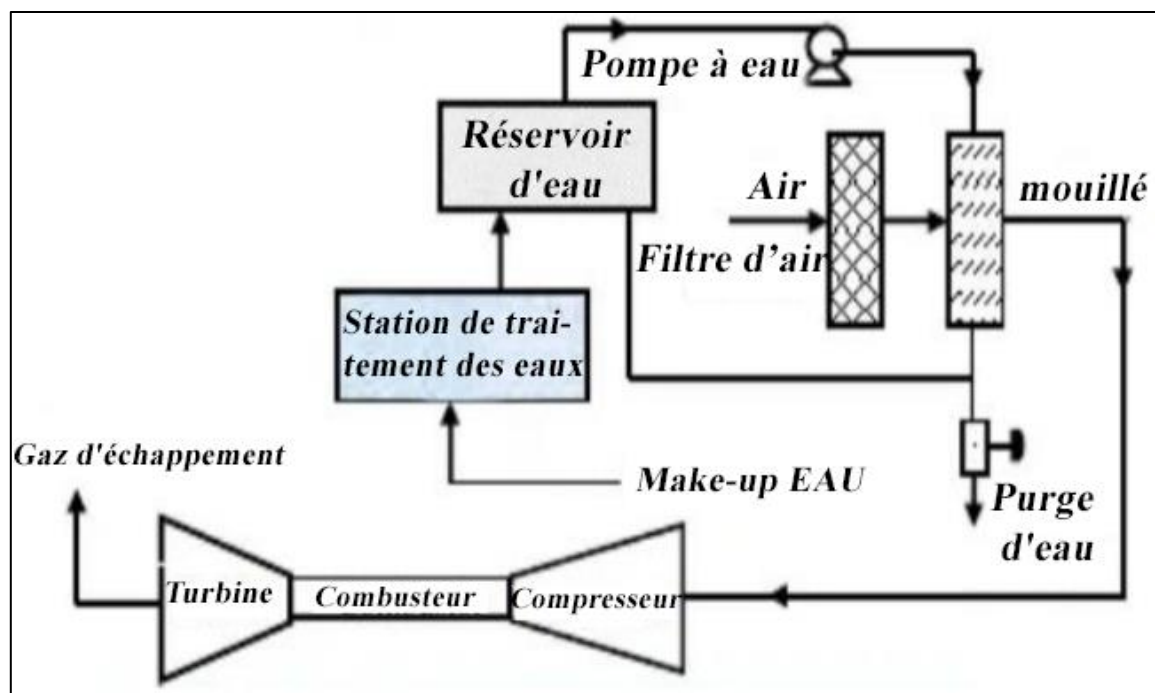


Figure 2.13: Schéma de l'installation d'un système de refroidissement par évaporation [27]

2.4.5.2 Refroidissement de l'air d'admission par absorption de vapeur

Les refroidisseurs à absorption de vapeur sont utilisés pour augmenter la puissance de sortie de la turbine à gaz. Ce type de système nécessite une faible source de chaleur pour entraîner le liquide de refroidissement du bromure de lithium dans le générateur. La source de chaleur dans leur étude était une machine à vapeur de qualité inférieure, de générateurs de chaleur à récupération de vapeur existants pour la cogénération [28].

La valeur de la vapeur extraite doit être comparée à la valeur de l'augmentation de puissance pendant les heures de pointe. Les refroidisseurs à absorption de vapeur ayant deux étages coûtent deux fois plus cher que ceux des refroidisseurs mécaniques. La vapeur est utilisée pour atteindre 15°C de température d'air d'admission [27].

Ce système de refroidissement consomme de la vapeur, ce qui abaisse la température en sortie de turbine et réduit également la pression d'admission, ce qui affecte les performances du compresseur [28]. La figure 2.14 montre un système de refroidissement par air de suralimentation à absorption.

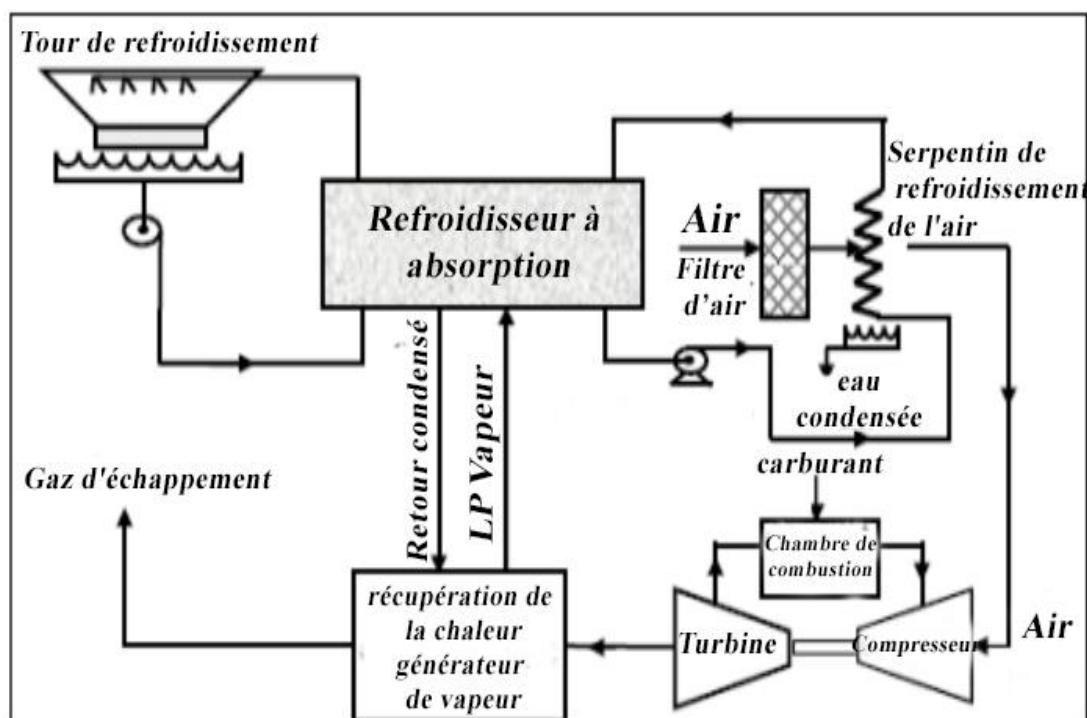


Figure 2.14: Schéma de l'installation d'un système de refroidissement par absorption [27]

2.4.5.3 Refroidissement par pulvérisation d'eau

Ce système est basé sur la pulvérisation de l'eau atomisée dans le flux d'air d'entrée de la turbine à gaz. Lorsque les gouttelettes de brouillard s'évaporent, elles refroidissent l'air d'admission et le rendent plus dense, la température d'air diminue et l'humidité spécifique

augmente. L'évaporation dans système de brumisation se poursuivra jusqu'à la ligne de saturation, et dans certains cas, elle peut dépasser le point de saturation. L'eau de moins de 40 microns de diamètre constitue le brouillard, lorsque la taille des gouttelettes devient plus grande, elles sont appelées brouillard [26]. La figure 2.15 montre le schéma d'un système de refroidissement par pulvérisation d'eau.

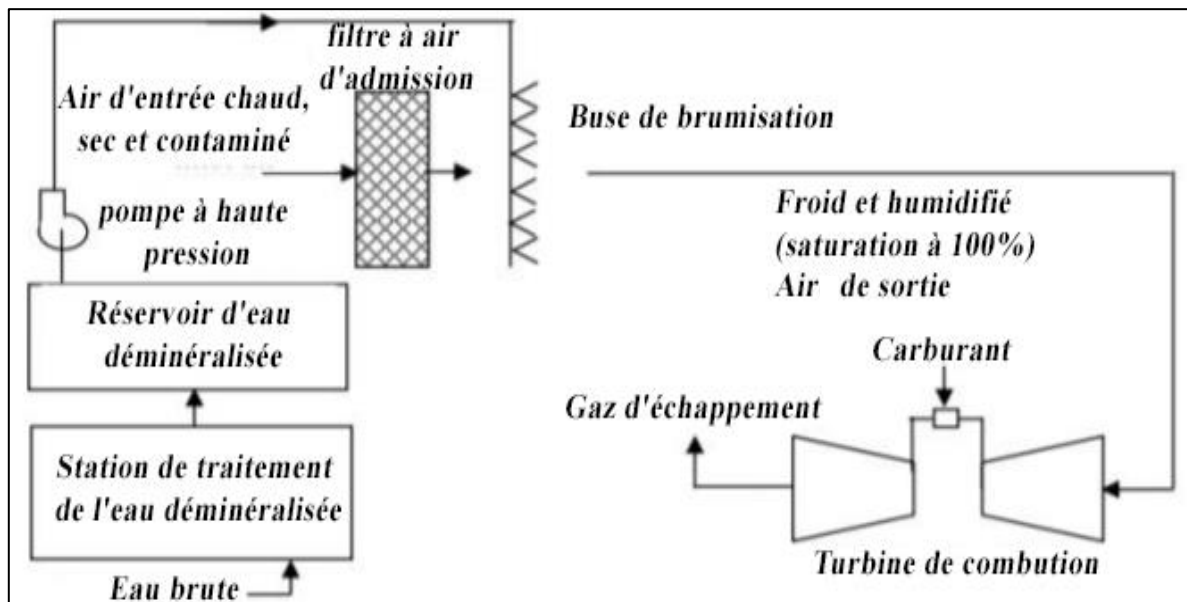


Figure 2.15: Schéma d'installation d'un système de refroidissement par pulvérisation d'eau [26]

2.4.5.4 Systèmes de refroidissement par réfrigération mécanique

- **Système de réfrigération mécanique indirect**

Cette technique consiste à installer un échangeur de chaleur à l'entrée pour traiter l'air d'admission. Elle est applicable lorsque les conditions en termes de température et d'humidité ne conviennent pas pour l'utilisation d'un refroidissement évaporatif [17]. Ces systèmes généralement utilisent de l'eau comme un fluide frigorigène, ce dernier subit un refroidissement par des batteries électriques indépendantes de la turbine pour abaisser sa température avant être acheminé vers l'échangeur de chaleur. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et d'eau de condensation pour fournir tous les besoins en eau glacée, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou d'autres sources d'énergie thermique [27].

Les refroidisseurs mécaniques augmentent les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs évaporatifs, car ils peuvent produire n'importe quelle température de l'air requise, quelles que soient les conditions météorologiques. Cependant, les principaux inconvénients des refroidisseurs mécaniques sont leur forte consommation d'électricité [27].

Ces systèmes de refroidissement de l'air nécessitent une capacité électrique pour le compresseur de refroidissement de 40 à 50 kW/MWGT, ce qui réduira la production potentielle de la centrale électrique. L'augmentation possible de la production d'électricité est de 20%, dont un tiers est utilisé par le système de refroidissement lui-même. Cette pénalité et le coût élevé, primaire et d'exploitation, des systèmes de compression mécanique empêchent leur utilisation [27]. La figure 2.16 montre un système de réfrigération mécanique indirecte.

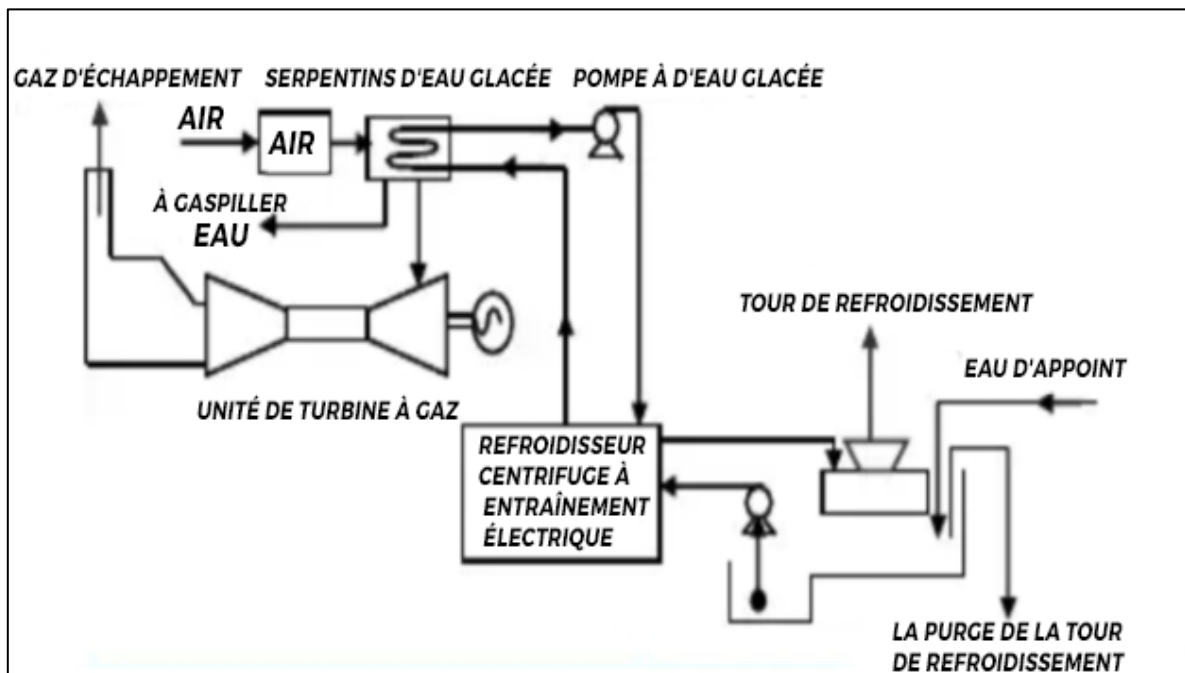


Figure 2.16 : Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique indirecte [27]

- **Système de réfrigération mécanique direct**

Il s'agit de refroidir l'air d'entrée du compresseur jusqu'à une température de 10°C comme le montre le schéma de la figure 2.17. Il a été constaté que l'énergie spécifique globale augmente avec une température de réfrigération, puis diminue avec une faible température de réfrigération, car le coefficient de performance se détériore très rapidement. Ces résultats suggèrent que la puissance nette du cycle de turbine à gaz avec entrée d'air réfrigérée augmenterait d'abord avec la réfrigération, puis diminuerait après avoir dépassé une certaine température de réfrigération pour laquelle la puissance de réfrigération dépasse le gain de puissance de la réfrigération [27].

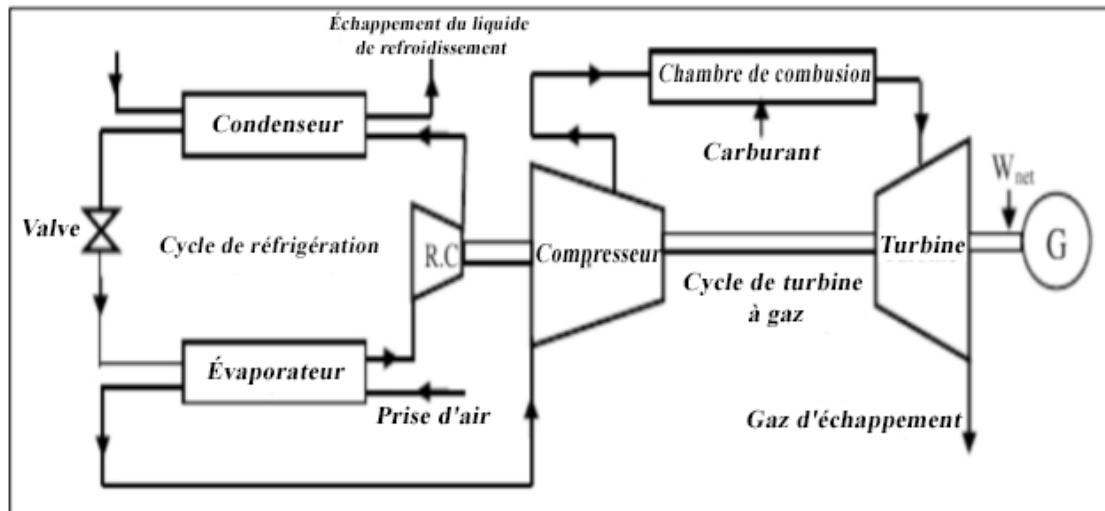


Figure 2.17: Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique direct [27]

2.4.5.5 Système de réfrigération mécanique par stockage

Pour ce cas l'air est refroidi à l'aide d'un fluide réfrigérant qui est généralement l'eau glacée qui est fournie par un système de stockage thermique de glace. Le stockage est rechargé pendant les périodes creuses par un refroidisseur dont la capacité est fortement réduite. Le temps disponible pour charger le système de stockage de glace est de 18 heures [27]. En outre, l'efficacité du système n'a pas été affectée car le refroidisseur est arrêté pendant les périodes de pointe. Les températures de refroidissement de l'air ont été recommandées pour ne pas atteindre des valeurs inférieures à 7,0°C afin de se prémunir contre une accumulation de glace dans la ligne d'aspiration du compresseur. Le coût d'un tel système est d'environ 90 à 110 dollars par kW utilisé avec succès pour des turbines à gaz produisant 100-200 MW [21]. La figure 2.18 montre le schéma de l'installation.

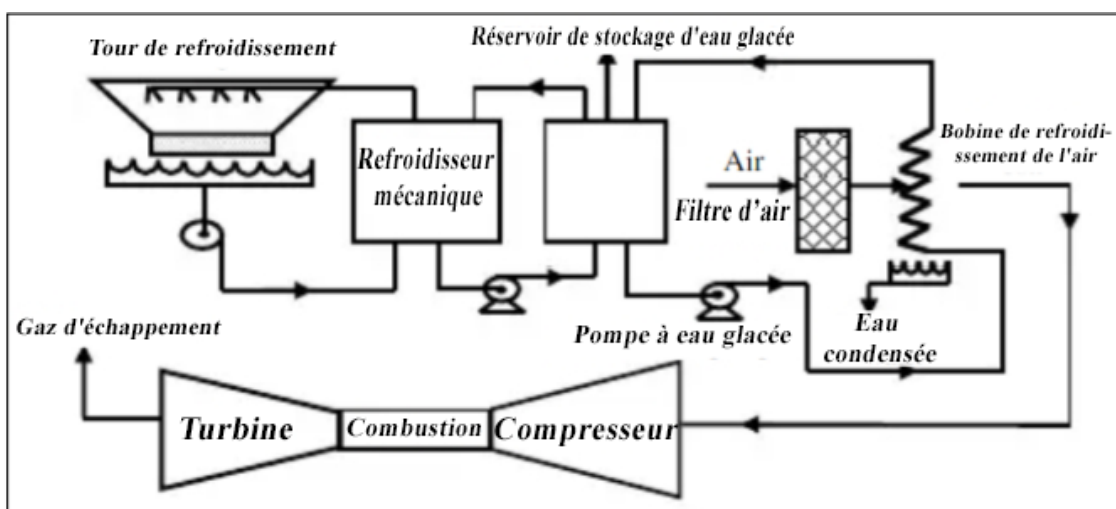


Figure 2.18: Schéma de l'installation d'un système de réfrigération mécanique par stockage de l'eau glacée [25]

2.5 Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air

d'admission du compresseur :

Le **tableau 2.2** présente les inconvénients et les avantages pour chaque système de refroidissement :

Tableau 2.2: Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air

	Avantages	Inconvénients
Réfrigération mécanique directe	<ul style="list-style-type: none"> • Température d'admission constante • Très efficace par rapport aux autres méthodes 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessité d'une maintenance périodique • Cout d'installation élevé • Nécessité d'une grande charge électrique pour fonctionner le groupe frigorigène
Réfrigération mécanique indirecte	<ul style="list-style-type: none"> • Augmente les performances mieux que les refroidisseurs évaporatifs • Pas sensible à la température ambiante • Refroidissement indépendant de l'humidité ambiante 	<ul style="list-style-type: none"> • Cout d'installation élevé • Nécessité d'une grande charge électrique pour fonctionner le groupe frigorigène
Refroidissement par absorption	<ul style="list-style-type: none"> • Bonne efficacité • Bonne réduction de la pression d'admission 	<ul style="list-style-type: none"> • Coûts très élevés par rapport aux refroidissements mécaniques
Refroidissement par évaporation	<ul style="list-style-type: none"> • Cout d'installation très bas • Simple installation 	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité limitée au climats secs ou désertiques • Nécessité d'une pompe puissante pour pomper l'eau
Refroidissement par pulvérisation d'eau	<ul style="list-style-type: none"> • Cout d'installation très bas • Simple installation 	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité limitée • Nécessité d'une pompe puissante pour pomper l'eau

2.6 Conclusion

Suite à l'analyse et l'interprétation des données de l'exploitant par rapport aux conditions atmosphériques de l'air d'entrée, nous nous intéressons à l'effet de ces paramètres afin de trouver des solutions pour réduire leurs effets.

A cette étude de comparaison présentée dans le tableau, on voit que le système réfrigération mécanique indirecte est le plus convenable pour le climat de Skikda car ce système ne dépend pas de l'humidité relative. Au même temps ces systèmes de refroidissement mécanique présentent un cout d'installation faible par rapport à un système de refroidissement par absorption.

**Chapitre 3 : Calcul des
performances de la turbine à gaz
MS-7001**

3.1 Introduction

Pour mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et spécialement l'effet du changement de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, la TAG MS-7001 utilisée par la société pétrolière Sonatrach Skikda dans le processus de réfrigération du propane a été dimensionnée sous son aspect thermodynamique en considérant les données fournies par l'entreprise, **tableau 3.1** relatives aux différents organes de cette machine. Les conditions ISO en premier lieu sont utilisées, puis les performances sont calculées à différentes valeurs de la température ambiante représentatives des conditions atmosphériques du site.

3.2 Cycles de base des turbines à gaz

3.2.1 Cycle idéal de Brayton

Le cycle de Baryton, dans sa forme idéale, consiste en deux processus isobares et deux processus isentropiques. Les deux processus isobariques constituent l'évolution du système de combustion et le rejet de chaleur à l'atmosphère. Les deux processus isentropiques représentent les processus de compression et de détente dans la turbine à gaz. La **figure 3.1** illustre le cycle idéal de Baryton [21].

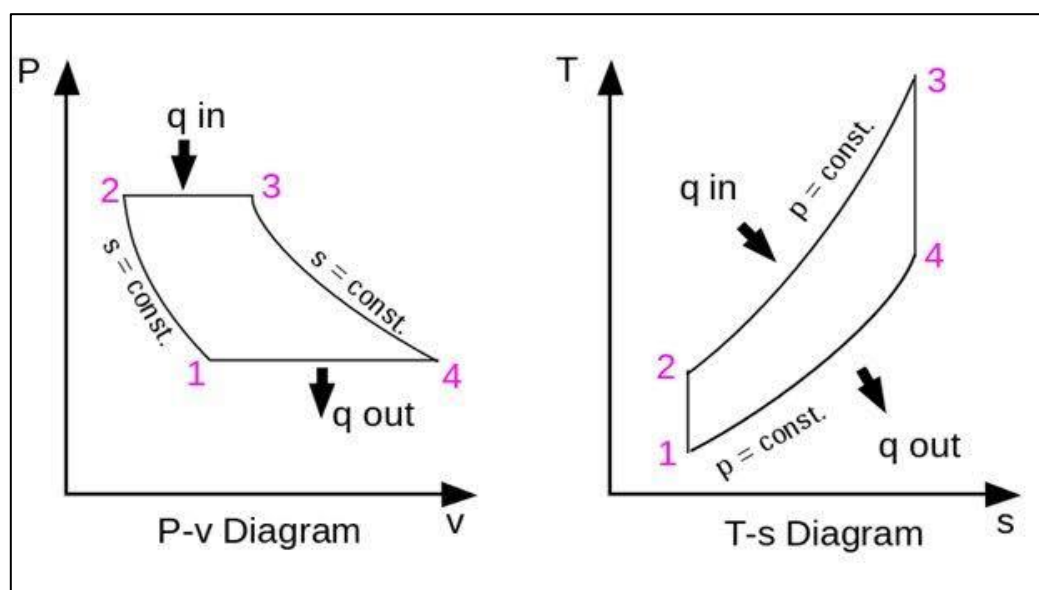


Figure 3.1: Cycle idéal de Brayton d'une turbine à gaz

3.2.1.1 Hypothèses du cycle idéal de Brayton

Les hypothèses appliquées pour le cycle idéal sont les suivantes :

- Pertes de pression dans la chambre de combustion négligeables.
- Le fluide de travail est un gaz parfait.
- Le rendement de combustion est de 1.

3.2.1.2 Performances du cycle idéal

Une application simplifiée de la première loi de la thermodynamique au cycle de Baryton de la **figure 3.1** présente les relations suivantes :

- **Travail du compresseur**

Le travail du compresseur W_C par kg de fluide est donné par l'expression suivante :

$$W_C = (H_{2is} - H_1) = C_{pc} (T_{2is} - T_1)$$

Pour une évolution isentropique on peut écrire :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} = \pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \quad (3.1)$$

Donc le travail du compresseur pour le cas idéal est :

$$W_C = C_{PC} T_1 (\pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1) \quad (3.2)$$

- **Apport de chaleur par combustion**

Le taux de chaleur par combustion Q_{cc} par kg de mélange est donné par l'expression suivante :

$$Q_{CC} = (H_3 - H_{2is}) = C_{PCC} (T_3 - T_{2is}) \quad (3.3)$$

Avec T_3 la température de fin de combustion.

- **Travail de la turbine**

Le travail de la turbine W_T par kg de fluide est donné par l'expression suivante :

$$W_T = (H_3 - H_{4is}) = C_{PT} (T_3 - T_{4is})$$

Tel que pour une évolution isentropique on a :

$$T_{4is} = T_3 \cdot \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1 - \gamma_T}{\gamma_T}} \quad (3.4)$$

Donc le travail de la turbine pour le cycle idéal est :

$$W_T = C_{PT} \cdot T_3 \left(1 - \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1 - \gamma_T}{\gamma_T}}\right) \quad (3.5)$$

- **Travail utile à la sortie**

Le travail net W_U développé par la turbine à gaz par kg de fluide pour un cycle idéal est la différence entre le travail de la détente et le travail du compresseur :

$$W_U = W_T - W_C \quad (3.6)$$

- **Rendement thermique du cycle**

Le rendement thermique du cycle est défini comme étant le rapport entre le travail utile de la machine sur la quantité de chaleur fournie par la combustion, donc :

$$\eta_{th} = \frac{W_U}{Q_{cc}} \quad (3.7)$$

3.2.2 Cycle réel de Brayton

Le cycle réel de la turbine à gaz diffère du cycle idéal sur plusieurs points. D'une part, certaines pertes de charge (chute de pression) pendant les processus d'apport et de rejet de chaleur sont inévitables. Ainsi, en raison des irréversibilités, la température réelle de refoulement du compresseur T_2 est supérieure à celle théorique T_{2is} et donc le travail effectif du compresseur devient plus important, alors que pour la détente la température réelle de sortie de la turbine T_4 est supérieure à celle pour le cas idéal T_{4is} , et par conséquent le rendement thermique de la turbine diminue. La déviation du comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique est prise en compte en utilisant les rendements isentropiques de compression η_C et de détente η_T . La **figure 3.2** illustre le cycle réel de Brayton [21].

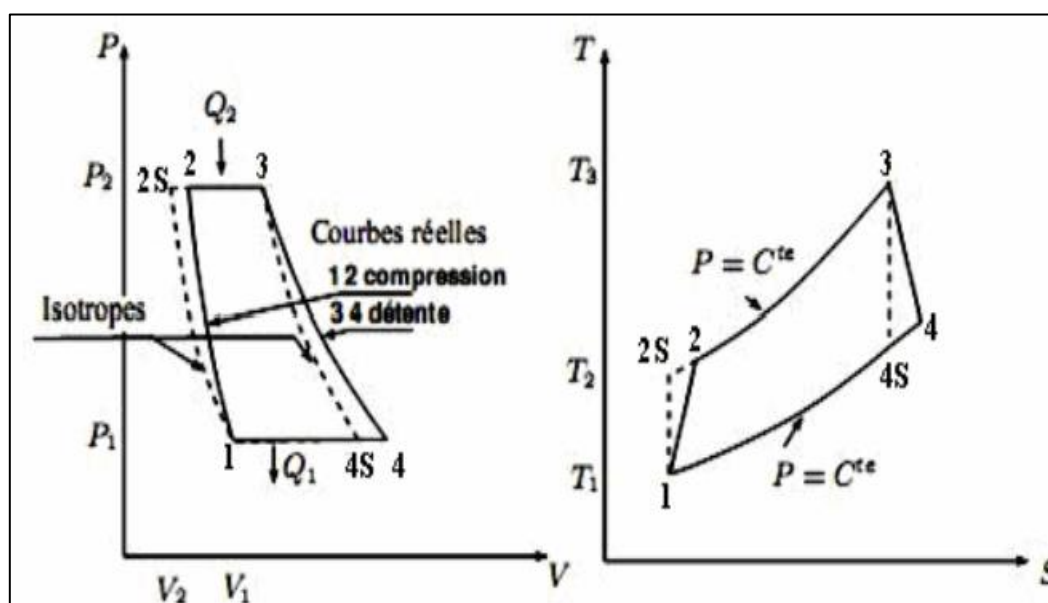


Figure 3.2 : Cycle réel de Brayton d'une turbine à gaz

3.2.2.1 Performances du cycle réel

Une application simplifiée de la première loi de la thermodynamique au cycle réel de Baryton de la **figure 3.2** présente les relations suivantes :

- **Travail du compresseur**

Le travail du compresseur W_C par kg de fluide s'écrit :

$$W_C = (H_2 - H_1) = C_{PC} \times (T_2 - T_1)$$

La température isentropique de la sortie du compresseur est :

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

Le rendement isentropique du compresseur s'écrit :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Donc la température réelle de la sortie du compresseur T_2 est :

$$T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (3.8)$$

Le travail du compresseur devient :

$$W_C = C_{PC} T_1 \left(\frac{(\pi_c)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (3.9)$$

- **L'apport de chaleur par combustion**

Le taux de chaleur par combustion Q_{CC} par un kg de mélange s'écrit :

$$Q_{CC} = (H_3 - H_2) = C_{PCC} \times (T_3 - T_2)$$

$$Q_{CC} = C_{PCC} \left(T_3 - \left(\frac{T_1 (\pi_c)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - T_1}{\eta_c} + T_1 \right) \right) \quad (3.10)$$

Avec T_3 la température de la sortie de la chambre de combustion.

- **Travail de la turbine**

Le travail de la turbine W_T par kg de fluide est :

$$W_T = (H_3 - H_4) = C_{PT} (T_3 - T_4)$$

La température isentropique de sortie de la turbine est :

$$T_{4is} = T_3 \cdot \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-\gamma_{cc}}{\gamma_{cc}}}$$

Avec le rendement isentropique de la turbine s'écrit :

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_3}{T_{4is} - T_3}$$

Donc la température de sortie de la turbine est :

$$T_4 = \eta_T \cdot (T_{4is} - T_3) + T_3 \quad (3.11)$$

Le travail de la turbine devient :

$$W_T = C_{pT} T_3 \eta_T \left(1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-\gamma_T}{\gamma_T}} \right) \quad (3.12)$$

- **Travail utile à la sortie**

Le travail net W_U développé par la turbine à gaz par un kg de fluide est :

$$W_U = W_T - W_C$$

- **Rendement thermique du cycle**

Le rendement thermique du cycle est défini par l'équation (3.7) et donc :

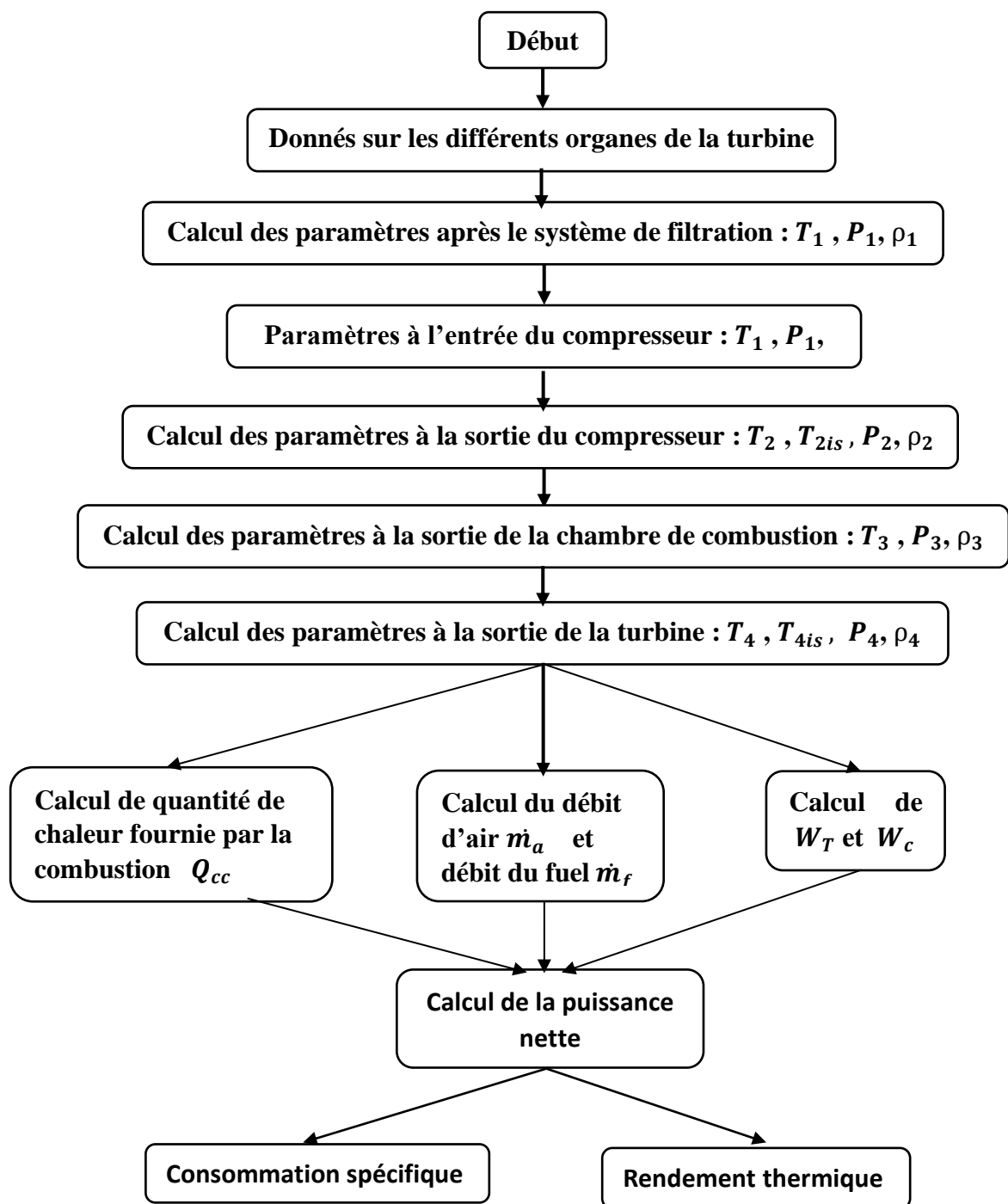
$$\eta_{th} = \frac{W_U}{Q_{cc}}$$

3.3 Etude du cycle réel de la turbine à gaz MS-7001

Dans cette partie, on calcule les performances du cycle à partir des différents paramètres thermodynamiques des différents organes de la turbine à gaz.

3.3.1 Organigramme de calcul des performances de la turbine

L'organigramme suivant montre les étapes de calcul :



3.3.2 Paramètres opératoires du groupe

Le **tableau 3.1** nous montre les données relatives aux différents organes de la turbine à gaz MS-7001 pour une température ambiante d'exploitation de 24 °C :

Tableau 3.1: Paramètres opératoires du groupe

Puissance fournie (kW)	82900
Rendement thermique de la turbine à 15(°C)	32.7 %
Rendement mécanique (%)	98
Température d'entrée d'air (°C)	24
Débit volumique de l'air (m^3/s)	233.569
Perte de pression dans le système d'admission d'air (%)	1%
Taux de compression du compresseur π_c	12.2
Pression d'admission avant le filtre (bar)	1.013
Rendement isentropique du compresseur (%)	87
Rendement isentropique de la turbine (%)	87
Température d'échappement (sortie turbine) (°C)	542.8
Pression d'échappement (sortie turbine) (bar)	1.1617
Nombre de tubes pour la CC	10
Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kJ/kg)	25796.77
Rapport débit massique du combustible par débit massique d'air f	0.034
Rendement de combustion (%)	98
Perte de pression dans la chambre de combustion (%)	2
Température de fin combustion T_3 (K)	1353
C_{pc} (J/kg. K)	1005.8
γ_c	1.4
γ_t	1,33
C_{PCC} (J/kg. K)	1149.2
C_{PT} (J/kg. K)	1.2226

3.3.3 Calcul des paramètres thermodynamiques des différents organes de la turbine à gaz MS-7001

3.3.3.1 Entrée d'air

- **La température**

C'est la température de l'air ambiant

$$T_a = T_{amb} = 297 \text{ [k]}$$

- **La pression**

C'est la pression atmosphérique

$$P_a = P_{atm} = 101.3 \text{ [kPa]}$$

- **La masse volumique**

Comme l'air est un gaz parfait, on applique l'équation des gaz parfaits pour le calcul de la masse volumique de l'air d'admission :

$$\rho_a = \frac{P_a}{r \cdot T_a} \quad (3.13)$$

Avec la constante des gaz parfaits pour l'air $r=287 \text{ J/kg.K}$.

$$\rho_a = 1.1883 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

3.3.3.2 Entrée du compresseur :

- **La température :**

$$T_1 = T_a = 297 \text{ [k]}$$

- **La pression :**

A cause des pertes de pression dues à la filtration d'air, la pression à l'entrée du compresseur devient :

$$P_1 = 0.99 \cdot P_a$$

$$P_1 = 100.31 \text{ [kPa]}$$

- **La masse volumique**

On applique l'équation (3.13) pour trouver la masse volumique de l'air d'admission et donc :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = 1.1768 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

- **Le débit massique de l'air à l'entrée du compresseur**

Pour fournir la quantité nécessaire de l'air entrant dans le compresseur, Sonatrach Skikda fonctionne la turbine MS-7001 avec un débit volumique Q_v constant, et donc le débit massique de l'air est :

$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= \rho_1 \cdot Q_v & (3.14) \\ \dot{m}_a &= 274.87 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

3.3.3.3 Entrée de la chambre de combustion

- **La pression**

Le taux de compression est donné par :

$$\begin{aligned}\pi_c &= \frac{P_2}{P_1} \quad ; \quad P_2 = \pi_c \cdot P_1 & (3.15) \\ P_2 &= 1223.8 \text{ [kPa]}\end{aligned}$$

- **La température**

D'après l'équation (3.1) on trouve :

$$T_{2is} = 606.922 \text{ [K]}$$

L'équation (3.8) donne la température à l'entrée de la chambre de combustion T_2 :

$$T_2 = 653.2323 \text{ [K]}$$

- **Le débit massique du combustible**

On sait que rapport entre le débit du combustible et le débit d'air est caractérisé par la constante f et donc :

$$\dot{m}_f = f \times \dot{m}_a = 9.3456 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \quad (3.16)$$

3.3.3.4 Entrée de la turbine

- **La pression**

La pression d'entrée de la turbine en tenant compte des pertes de pression dans la chambre combustion devient :

$$P_3 = \pi_{cc} \cdot P_2 = 1216 \text{ [kPa]}$$

- **La température**

Pour une évolution isentropique, la température de sortie de la turbine est :

$$T_{4is} = 753.2264 \text{ [K]}$$

Et la température réelle de sortie de la turbine devient :

$$T_4 = 831.1970 \text{ [K]}$$

3.3.4 Paramètres de performances de la turbine à gaz MS-7001

- **Travail du compresseur**

D'après l'équation (3.9) on trouve le travail spécifique réel du compresseur :

$$W_C = 361.3059 \text{ [kJ / kg]}$$

- **Puissance du compresseur :**

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a \cdot \frac{W_C}{\eta_m} \quad (3.17)$$

$$\dot{W}_C = 100.320 \text{ [MW]}$$

- **Quantité de chaleur dégagée par combustion :**

La quantité de chaleur fournie par la combustion Q_{CC} par kg de mélange :

$$Q_{CC} = 822.9878 \text{ [kJ / kg]}$$

- **Le travail de la turbine**

Le travail spécifique réel de la turbine est :

$$W_T = 637.9563 \text{ [kJ / kg]}$$

- **La puissance de la turbine :**

$$\dot{W}_T = (1+f) \cdot \dot{m}_a \times \eta_{lm} \cdot W_T \quad (3.18)$$

$$\dot{W}_T = 182.4260 \text{ [MW]}$$

- **Le travail net du cycle :**

Le travail utile fourni par la turbine à gaz :

$$W_U = 276.6505 \text{ [kJ / kg]}$$

- **Puissance nette du cycle**

$$\dot{W}_{nette} = P_T - P_C \quad (3.19)$$

$$\dot{W}_{nette} = 82.005 \text{ [MW]}$$

- **Rendement thermique du cycle**

Le rendement thermique du cycle est :

$$\eta_{th} = 31.8264\%$$

- **Consommation spécifique**

C'est la quantité du combustible consommée par kW de puissance utile de la turbine à gaz :

$$Cs = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{nette}} = 0.4103 \text{ kg/kWh} \quad (3.20)$$

3.3.5 Courbes de performance en fonction de la température ambiante

Le calcul précédent nous a permis de tracer les différentes courbes de performances pour une plage de température ambiante entre 5 °C et 40 °C :

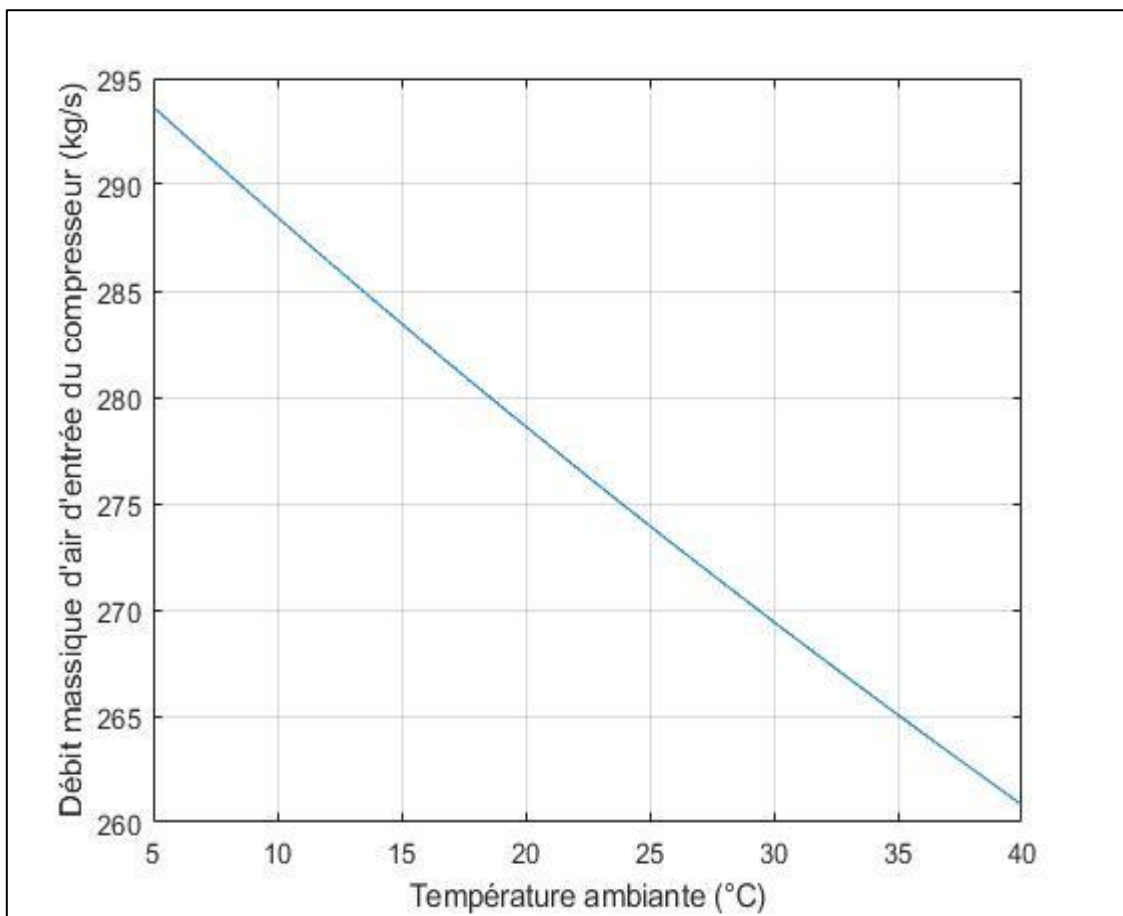


Figure 3.3: Débit massique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante

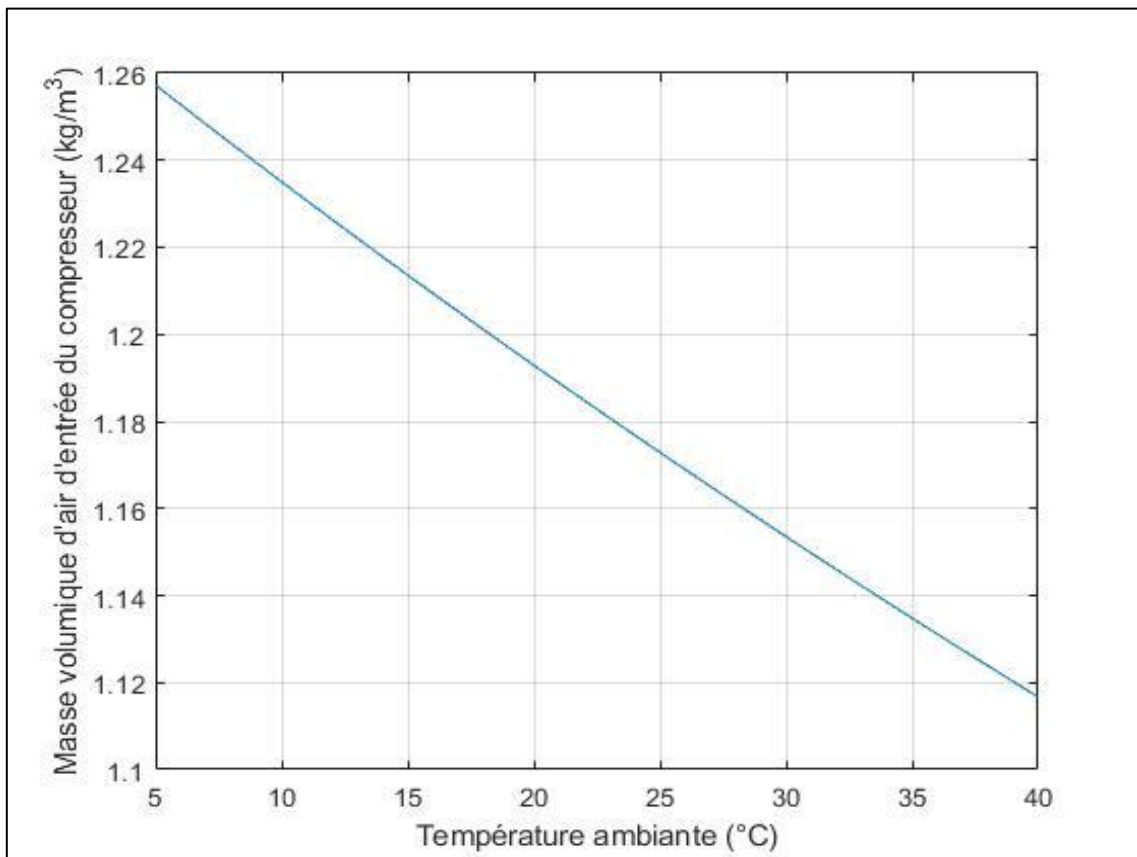


Figure 3.4: Masse volumique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante

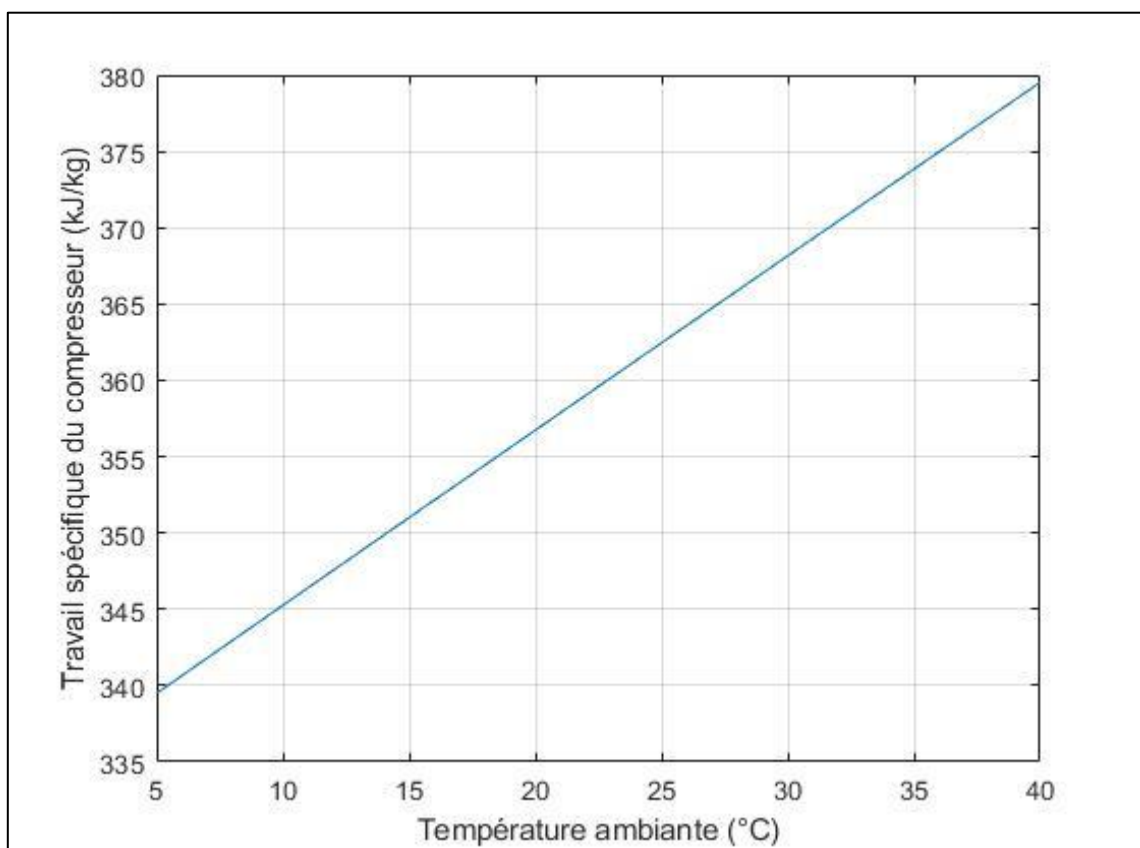


Figure 3.5 : Travail du compresseur en fonction de la température ambiante

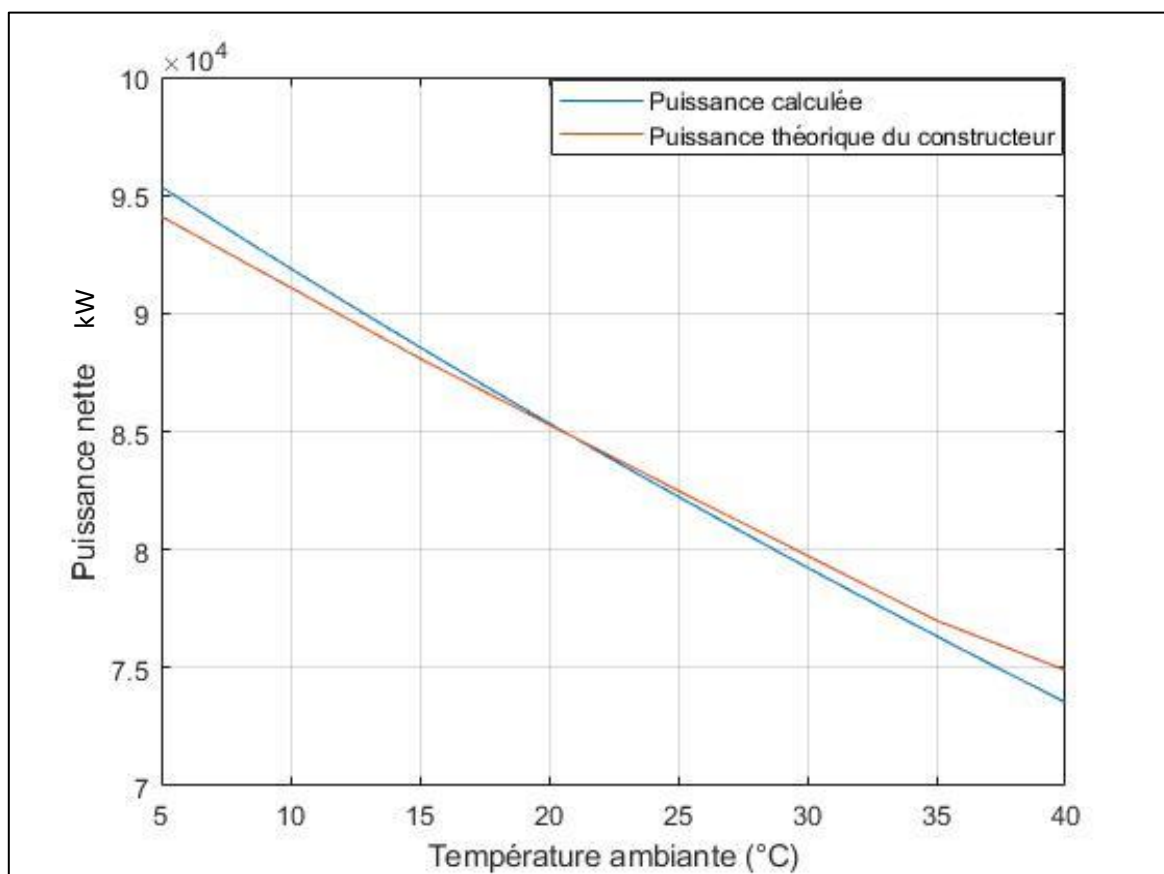


Figure 3.6: Puissance de la TAG en fonction de la température ambiante

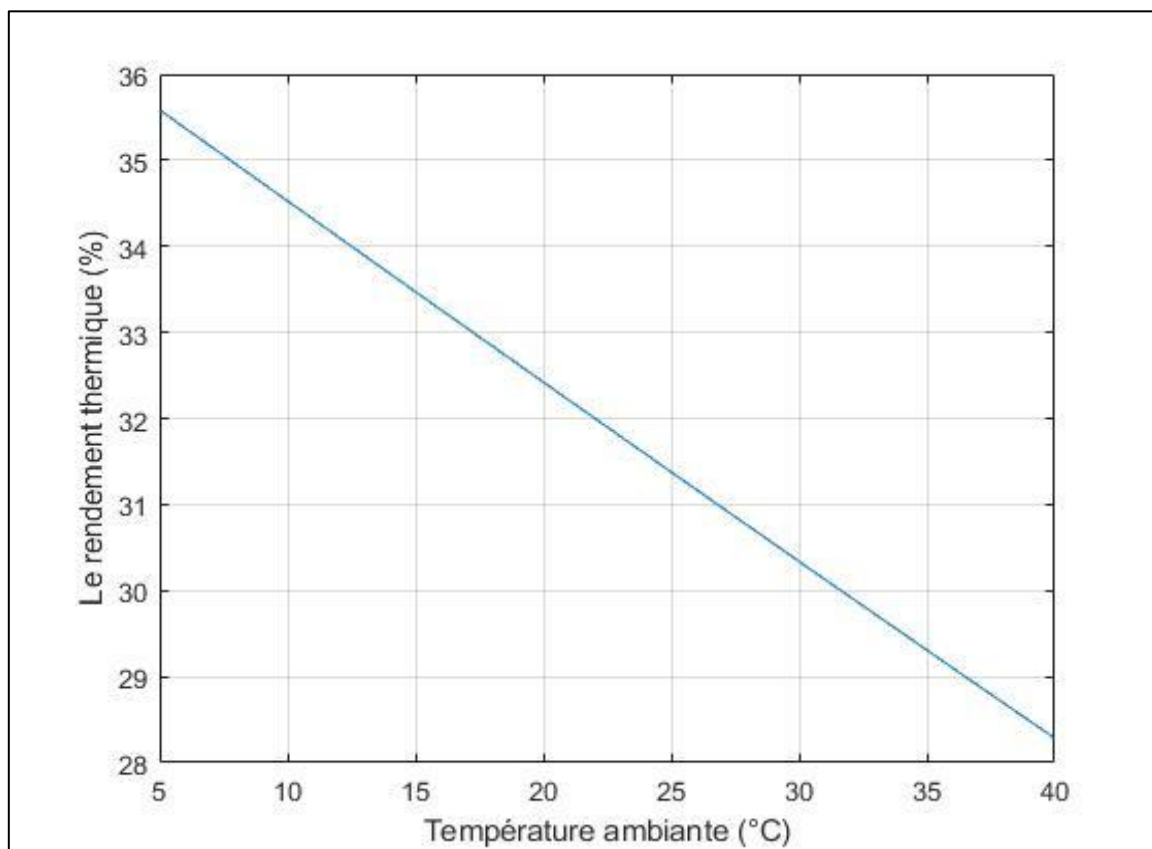


Figure 3.7: Rendement thermique de la TAG en fonction de la température ambiante

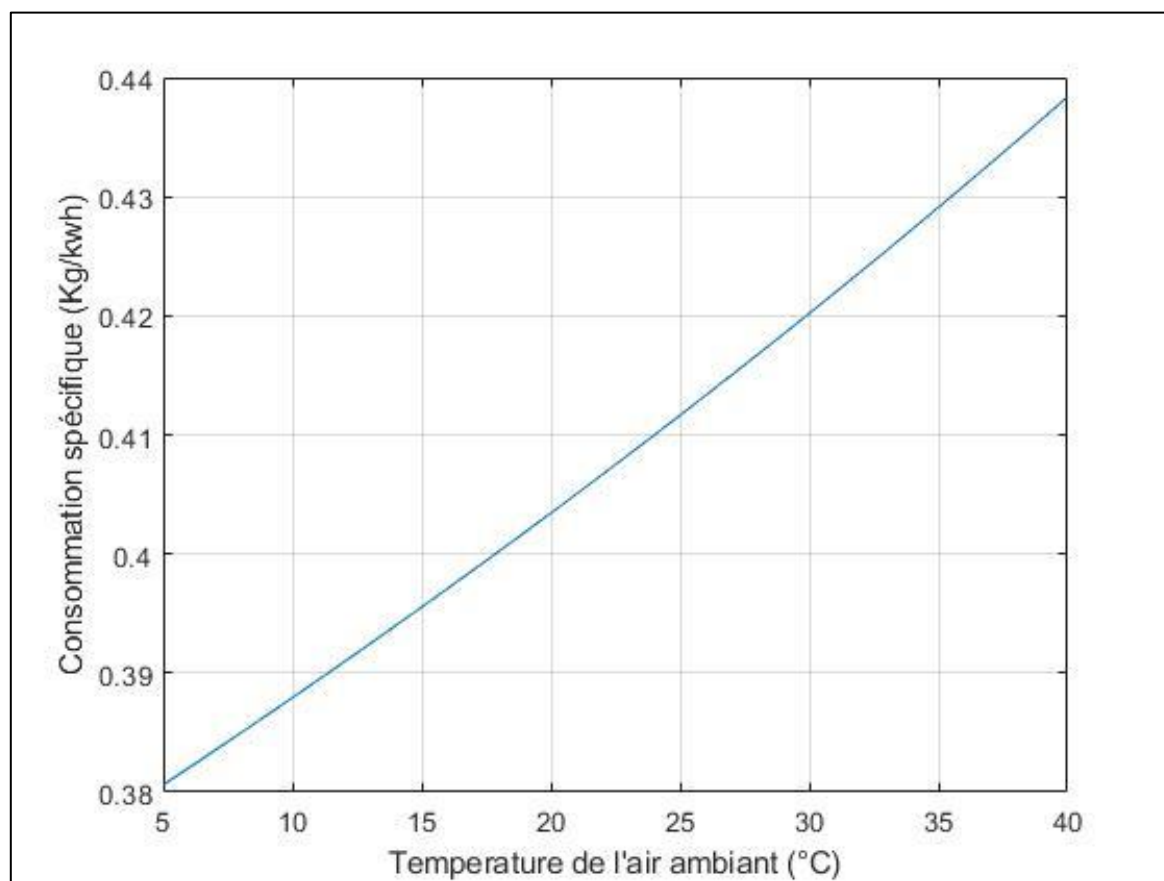


Figure 3.8 : Consommation spécifique de la TAG en fonction de la température ambiante

3.3.6 Interprétation des résultats

D'après ces figures on a pu montrer l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz MS-7001. Dans la **figure 3.4**, plus la température ambiante augmente, la masse volumique de l'air diminue et l'air sera moins dense, et comme le débit massique est exprimé par le produit de la masse volumique de l'air par le débit volumique qui est constant, le débit massique diminue. Cette diminution du débit massique est confirmée par les résultats présentés dans la **figure 3.3**.

D'après la **figure 3.5**, on remarque que le travail spécifique du compresseur augmente avec la température ambiante pour un taux de compression fixé. Ce travail absorbé est fourni par la turbine de détente, ce qui abaisse la puissance nette de la machine comme il est montré dans la **figure 3.6**.

D'après la **figure 3.6** on remarque que les puissances calculée et celle fournie par le constructeur sur la plage de température considérée, sont assez proches. Elles sont égales à la température de 24 °C. Sur la plage de température entre 5 et 40 °C, la chute de puissance est d'environ 20%.

Pour le rendement thermique, **la figure 3.7** nous montre qu'il est inversement proportionnel à la température ambiante. Sur une plage de température entre 5 et 40 °C, la diminution du rendement thermique est de 7%.

La consommation spécifique est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'air ambiant, ce qui est montré dans **la figure 3.8**. On voit d'après cette figure que pour une augmentation de température de 5 °C à 40 °C la consommation spécifique augmente de 0.38 à 0.438 (kg/kWh)

3.4 Conclusion

A l'issue de ce travail de dimensionnement thermodynamique, de calcul des paramètres de performance et de l'étude des effets de la température ambiante sur ces performances, il ressort que les performances optimums sont obtenues à des températures d'entrée d'air basses. A cet effet, pour assurer le fonctionnement optimal de ces machines dans le complexe de liquéfaction du gaz naturel, il faut minimiser les pertes de puissance causées par les hautes températures par l'introduction d'un système de refroidissement d'air d'admission à l'entrée du compresseur. Ce système proposé exploitera la source froide disponible au sein de notre entreprise.

**Chapitre 4 : Analyse et
amélioration des performances de
la turbine à gaz MS-7001**

4.1 Introduction :

Comme on a déjà montré dans le troisième chapitre la température ambiante influe considérablement sur la puissance et le rendement thermique de la turbine à gaz. La diminution des performances de la turbine à gaz avec l'augmentation de la température ambiante peut être réduite par l'utilisation d'un système de régulation de température à travers un échangeur air-eau qui assure le refroidissement de l'air avant l'admission dans le compresseur axial. Dans ce présent chapitre nous présentons les détails du dimensionnement d'un système de refroidissement de l'air d'admission, il sera intégré à la TAG du site de Skikda. Une source froide disponible sur le site sera exploitée pour ce système de refroidissement.

4.2 Description du problème :

Les variations de la puissance nette de la TAG MS-7001 exploitée pour les conditions du site de Skikda en fonction de la température ambiante sont fournies par l'entreprise et présentées dans la **figure 4.1**.

Malgré que la puissance nominale de la turbine MS-7001 est de 88 MW pour une température ambiante de 15°C (conditions ISO), le complexe ne l'utilise que pour fournir une puissance de 83 MW à la température de 24°C. Au-dessus de cette température, la puissance fournie diminue, un moteur électrique assistant démarre automatiquement pour palier à cette diminution afin que l'ensemble assure les 83 MW nécessaires au fonctionnement de la boucle de réfrigération du propane. Au-dessous de la température de 24 °C et jusque à 15 °C, la TAG n'aura pas besoin d'un moteur d'assistance, la puissance nécessaire au fonctionnement du système de réfrigération du propane est assurée puisqu'elle est supérieure au 83 MW exigées.

Le but de l'introduction de l'échangeur de chaleur est de maintenir la température de l'air d'entrée au compresseur en-dessous de la température optimale de 24°C.

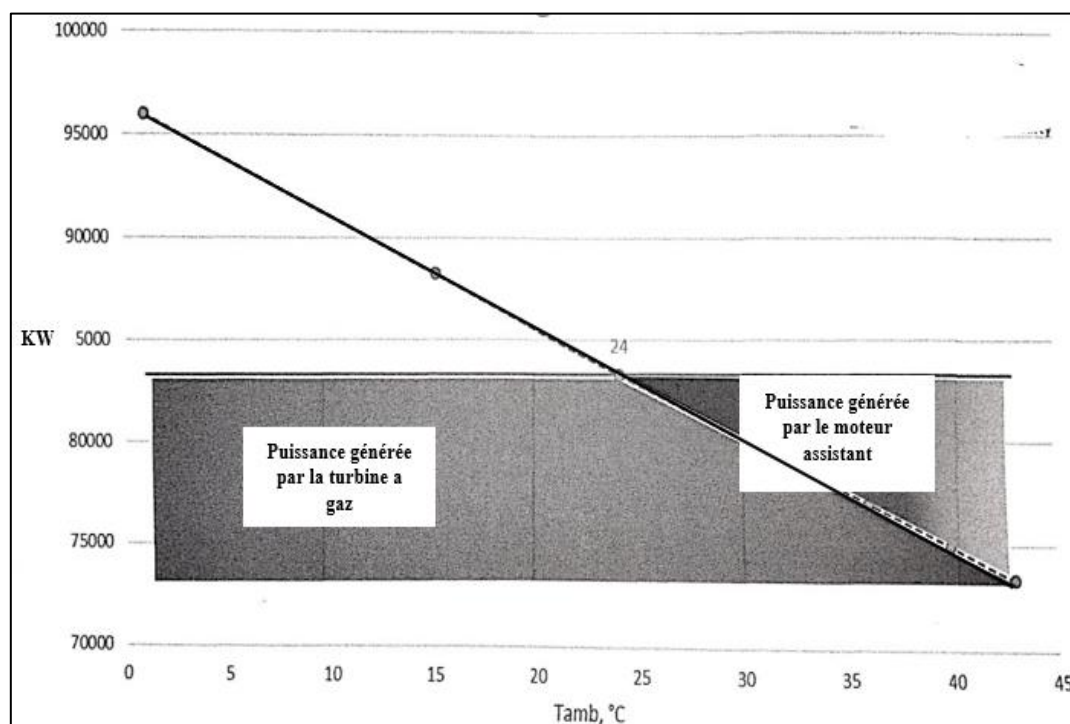


Figure 4.1: Variation de la puissance nette de la turbine MS-7001 en fonction de la température

4.3 Choix du système de refroidissement

Notre objectif est de maintenir l'air d'admission à une température inférieure à 24 °C. L'étude comparative faite au chapitre 3 sur les systèmes de refroidissement et selon les conditions climatiques du site de Skikda (climat humide et moyennement chaud), le système de refroidissement indirect est jugé être le plus adéquat et il a été adopté comme proposition.

4.3.1 Etude de faisabilité technique d'un système de refroidissement indirect dans le site de Skikda

Un système de refroidissement indirect a besoin d'un fluide réfrigérant stable et d'une grande charge électrique pour les batteries de refroidissement d'eau. Ce système est proposé car l'alimentation du complexe en électricité, en eau et bien sur les dimensions du système d'aspiration pour respecter l'espace à l'entrée du groupe sont disponibles.

4.3.1.1 L'alimentation du complexe en électricité

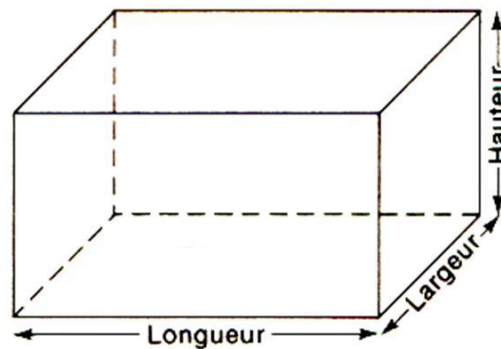
L'alimentation en électricité du complexe est assurée par 5 turbines à gaz de 21.7 MW chacune, soit un total de 86 MW. Le plan de service est, 3 turbines en marche et deux à l'arrêt pendant les périodes froides, et 4 en marche et la 5eme à l'arrêt pendant les périodes chaudes. Ces turbines marchent en 50% de leurs capacités et peuvent toujours assurer l'autonomie du méga train en matière d'énergie électrique [29].

4.3.1.2 L'alimentation du complexe en eau

Comme il est indiqué dans le premier chapitre, le complexe est situé au bord de la mer. Le complexe dispose de six unités de dessalement parallèles, produisant chacune 45 m³/h d'eau. Cette eau sert à alimenter les chaudières pour générer de la vapeur, elle est également utilisée comme liquide de refroidissement pour certains équipements [29].

4.3.1.3 Espace disponible pour l'installation

Avant d'installer l'échangeur, il faut prendre en considération les dimensions du système de filtration. La chambre des filtres de la turbine MS-7001 est de 6 mètres de hauteur et 4 mètres de largeur. Dans le cahier de charge fourni par l'entreprise, il est possible de décaler la chambre des filtres jusqu'à 2 mètres pour permettre d'installer en aval l'échangeur de chaleur proposé. Donc l'espace dans lequel l'échangeur de chaleur sera installé est de 4 mètres de largeur (L), 2 mètres de longueur (L_H) et 6 mètres de hauteur (L_V).



4.3.2 Description du système de refroidissement proposé

Il est envisagé de placer ce système juste après le système de filtration, cette disposition permet de le protéger de la poussière et des autres contaminants qui pourraient l'atteindre, ce système se compose de :

- Un échangeur de chaleur pour refroidir l'air.
- Une pompe pour la source froide.
- Un refroidisseur à entraînement mécanique pour alimenter l'échangeur en eau glacée.
- Une tour de refroidissement.
- Un éliminateur de brouillard (pour empêcher les gouttelettes d'eau condensée d'entrer dans la conduite et de provoquer par la suite une corrosion ou une détérioration du compresseur).
- Un canal d'admission en acier inoxydable et un plenum (en cas de présence d'air saturé).

Dans notre étude, nous avons dimensionné seulement l'échangeur de chaleur et choisi la pompe correspondante. La **figure 4.2** montre le schéma de l'installation du système proposé.

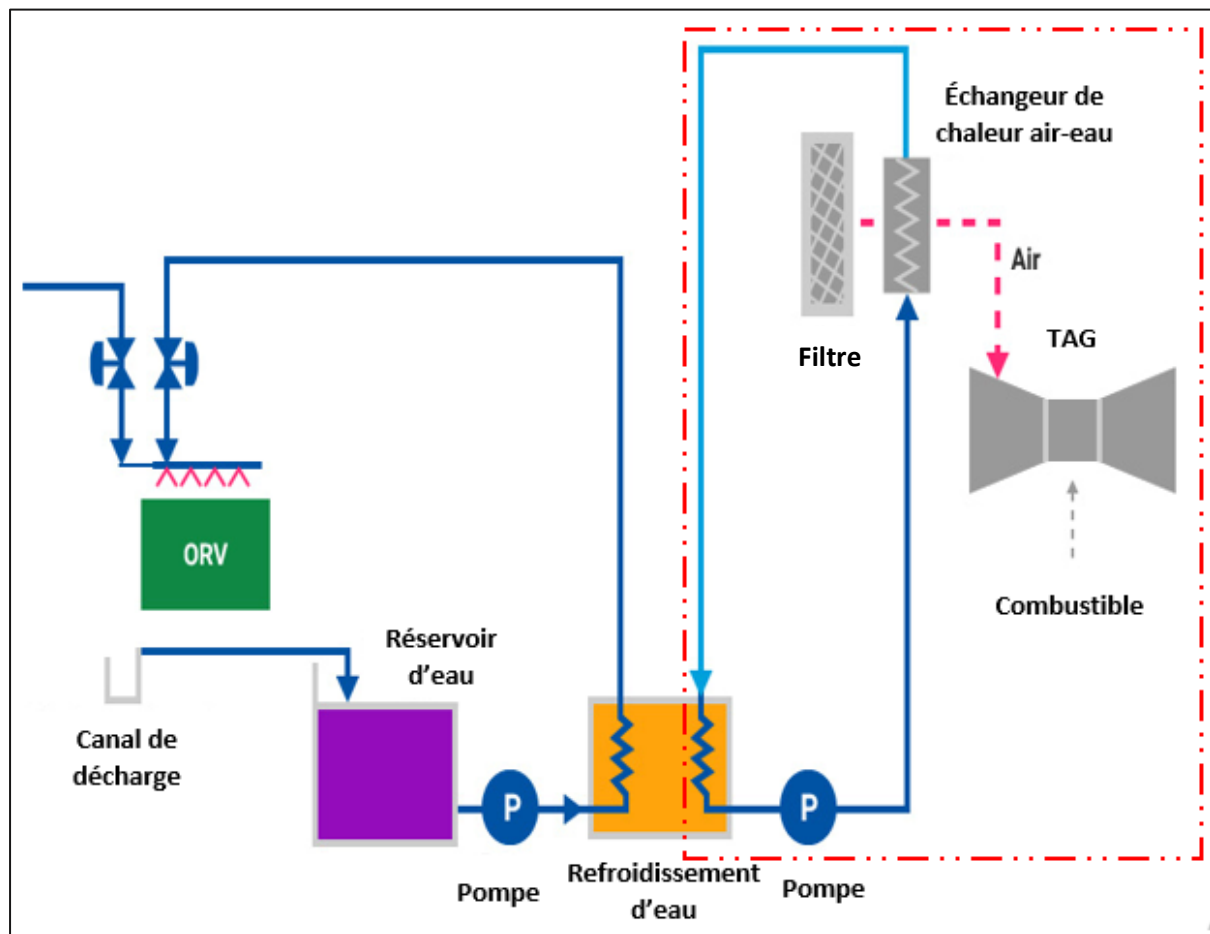


Figure 4.2: Schéma du système de refroidissement.

4.3.3 Choix de la pompe à eau

Afin de concevoir un échangeur de chaleur d'une taille selon l'espace disponible et les besoins en refroidissement, on doit choisir des débits bien étudiés. Par conséquent, le choix de la pompe se fait sur la base du débit à véhiculer. Dans le cas de notre conception et des conditions de fonctionnement, le débit massique d'eau est trouvé égal à 125 kg/s. Ce débit entraîne un coefficient d'échange de chaleur modéré, une vitesse d'écoulement faible. Ce qui réduit l'érosion, la vibration dans les tubes ainsi que les grandes pertes de charges.

Le débit massique a été trouvé par itérations successives en fonction de l'espace disponible. La longueur est fixée à 4 mètres, la longueur est variée entre 0 et 2 mètres pour trouver le débit optimal. Ce dernier est de 125 kg/s pour une longueur d'un mètre.

Après la recherche dans les sites en ligne des constructeurs des pompes, on a trouvé que la pompe normalisée série LSB Lowara répond à nos besoins. Les détails des caractéristiques de cette pompe sont indiqués dans le **tableau 4.1 [30]**.

Tableau 4.1: Caractéristiques de la pompe à eau

Constructeur	Lowara (Italie)
Série	LSB
Norme	ISO 2858
Type	Centrifuge
Débit maximal (kg/s)	170
Hauteur manométrique (m)	240

4.3.4 Choix de l'échangeur de chaleur

D'après la recherche bibliographique, les échangeurs de chaleur les plus couramment utilisés dans les applications gaz-gaz et gaz-liquide (ou liquide-gaz) sont les échangeurs compacts. Ils sont spécifiquement conçus pour réaliser une grande surface de transfert de chaleur par unité de volume [31].

Ce type d'échangeurs de chaleur permet d'atteindre des taux de transfert de chaleur assez élevés entre deux fluides pour des tailles de l'échangeur modérées. Ils sont couramment utilisés dans des applications où le poids et la taille des échangeurs de chaleur sont strictement limités. La grande surface des échangeurs de chaleur compacts est obtenue par la fixation des plaques minces ou d'ailettes ondulées. La **figure 4.3** montre un échangeur de chaleur compact avec des plaques minces et ailettes [32].

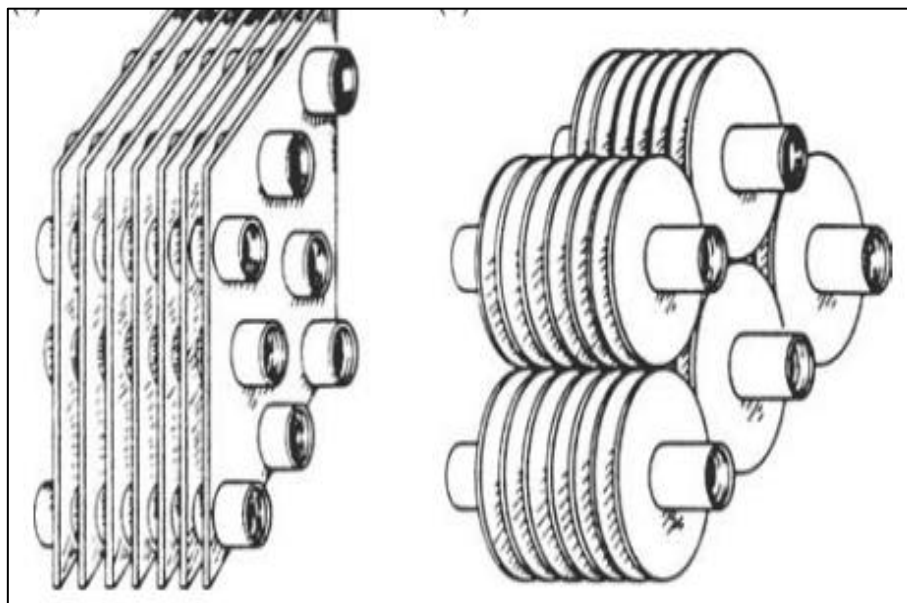


Figure 4.3: Echangeurs de chaleur compacts [33].

On a choisi dans notre cas un échangeur compact avec des tubes circulaires pour l'eau et ailettes continues pour l'air, **figure 4.4**. C'est un échangeur à écoulements croisés non mélangés.

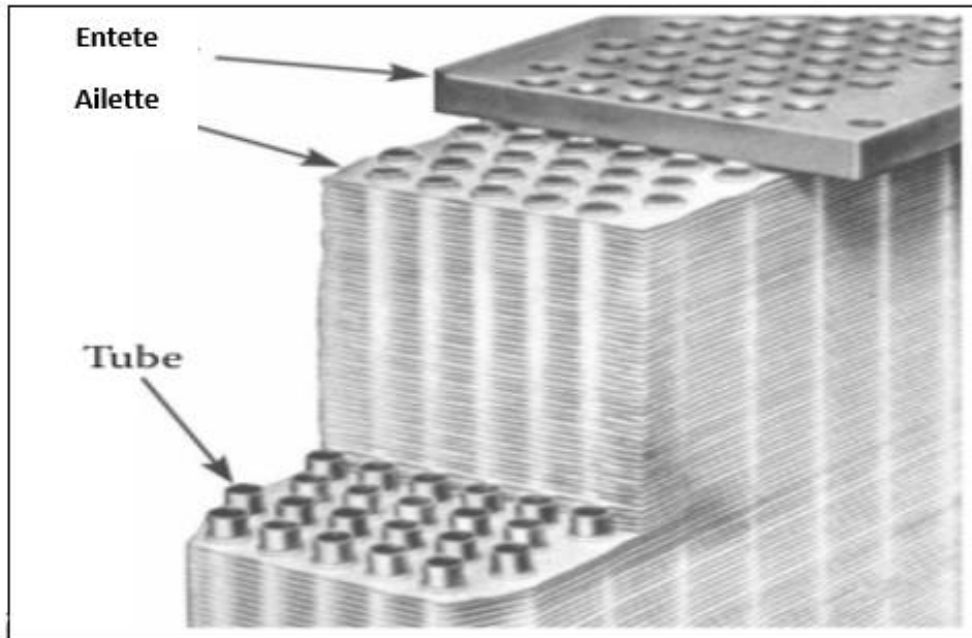


Figure 4.4 : Echangeur de chaleur compact à ailettes rectangulaires [32]

Les caractéristiques de ce type d'échangeur sont données dans **l'annexe A**. Les paramètres géométriques sont présentés dans **le tableau 4.2**.

Tableau 4.2: Paramètres géométriques de l'échangeur de chaleur

Paramètres	Valeurs
Diamètre intérieur des tubes (m)	9.54×10^{-3}
Diamètre extérieur des tubes (m)	0.0102
Diamètre hydraulique (m)	3.64×10^{-3}
A_f/A_0	0.913
A_{min}/A_{fr}	0.534
Rapport de surface de transfert de chaleur par volume total	587
Le pas des ailettes (m)	3.15×10^{-2}
L'épaisseur des ailettes (m)	3.3×10^{-4}
S_T (m)	0.026
S_L (m)	0.022

4.4 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Pour le dimensionnement de l'échangeur on a suivi les étapes suivantes :

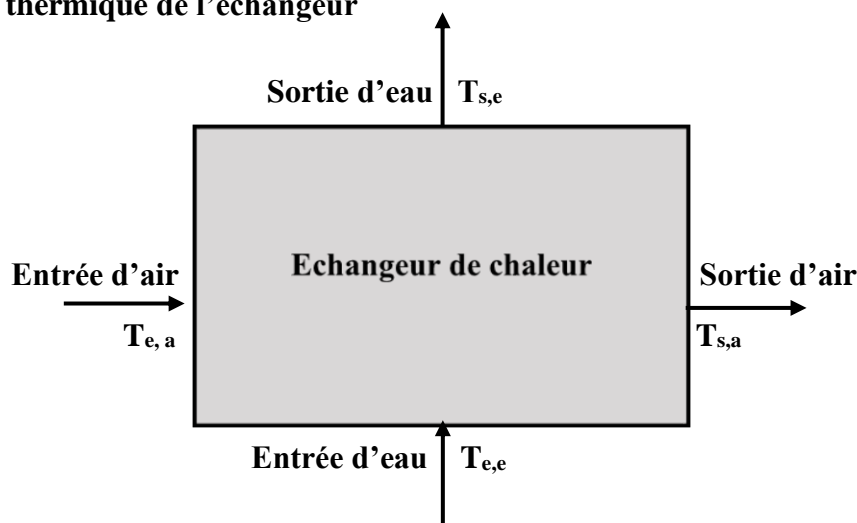
1. On a fixé les dimensions de la section de passage de l'air ($L \times L_V$) pour respecter les dimensions du plenum d'aspiration, afin de déterminer la longueur optimale de notre échangeur (L_H) (La longueur maximale est de 2 mètres), puis les dimensions finales de l'échangeur. Pour ce faire, on a varié la valeur de la longueur (L_H) de 0 jusqu'à 2 mètres pour trouver la valeur optimale du débit correspondant.
2. Pour chaque valeur de (L_H) on a calculé tous les paramètres nécessaires afin d'obtenir le coefficient d'échange global (U).
3. Une fois le coefficient d'échange global (U) obtenu, on a calculé la surface d'échange global (A_o) par la méthode LMTD, pour par la suite calculer le volume équivalent qui donne la longueur des tubes (L) et la longueur de l'échangeur
4. Plusieurs itérations ont été faites jusqu'à la convergence vers la longueur recherchée.

Les données de l'itération de l'échangeur sont données dans le **tableau 4.3**.

Tableau 4.3: Données de l'échangeur de chaleur pour les itérations

Fluide	Air	Eau
Débit massique kg/s	260.8199	Variable
Température d'entrée °C	40	10
Température de sortie °C	24	f (\dot{m}_e)

4.4.1 Bilan thermique de l'échangeur



Le bilan thermique de l'échangeur s'écrit :

$$Q = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{a,e} - T_{a,s}) = \dot{m}_e \cdot C_{pe} \cdot (T_{e,s} - T_{e,e}) \quad (4.1)$$

$T_{a,e}, T_{e,e}$: Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid

$T_{a,s}, T_{e,s}$: Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid

Alors la température de sortie de l'eau est :

$$T_{e,s} = T_{e,e} + \frac{Q}{\dot{m}_e \cdot C_{pe}} \quad (4.2)$$

4.4.2 Calcul du coefficient d'échange global U

Le coefficient d'échange global pour cet échangeur est calculé par :

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i} \times \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi}'' \right) + \left(\frac{A_0 \times \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi L k_w} \right) + \frac{R_{fo}''}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o \times h_o}} \quad (4.3)$$

- La surface d'échange totale est la somme d'une zone avec ailettes et une zone sans ailettes donc elle s'écrit :

$$A_0 = A_f + A_u = \frac{A_0}{A_f} \times A_f \quad (4.4)$$

- L'efficacité de la surface d'échange global est :

$$\eta_o = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A_0} \quad (4.5)$$

- La surface de la zone à ailettes est :

$$A_f = 2 \times (N_f - 1) \times (L_V L_H - \frac{\pi d_0^2}{4} N_t) \quad (4.6)$$

- Pour la conductivité thermique des tubes k_w , on a choisi des tubes en aluminium avec une conductivité thermique $k_w = 240 \text{ W/m.K}$

- Le nombre total des ailettes N_f est calculé comme suit :

$$N_f = \frac{L - \delta + s_f}{s_f} \quad (4.7)$$

4.4.3 Nombre total des tubes

Le nombre total des tubes est donné en fonction des dimensions de la section de passage du fluide réfrigérant comme indiqué dans la figure 4.5.

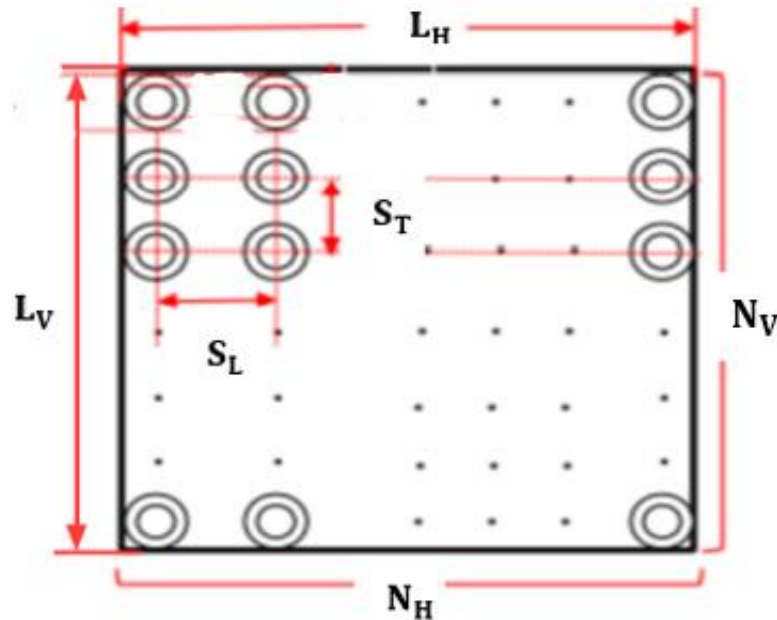


Figure 4.5 : Section de passage du fluide réfrigérant

- Nombre des tubes suivant la direction horizontale est :

$$N_H = \frac{L_H}{S_L} \quad (4.8)$$

- Nombre des tubes suivant la direction verticale est :

$$N_V = \frac{L_V}{S_V} \quad (4.9)$$

La disposition des tubes est en étoile, donc le nombre total des tubes est :

$$N_t = \frac{N_H}{2} \times (2N_V - 1) \quad (4.10)$$

- La surface de transfert de chaleur basée sur le diamètre intérieure des tubes est :

$$A_i = \pi d_i L N_t \quad (4.11)$$

- Résistances à l'encrassement

Pour les conditions de fonctionnement on a choisi les résistances à l'encrassement pour les deux fluides à partir de l'annexe C (on a choisi pour l'eau $R_{fi}'' = 0.00018$ et pour l'air $R_{fo}'' = 0.00035$ m². K/W).

4.4.4 Efficacité des ailettes

Les ailettes dans ce type d'échangeur compact sont continuées et communes entre tous les tubes, leur efficacité se calculera en subdivisant chaque ailette en plusieurs ailettes hexagonales (disposition en étoile) entourant chacune un seul tube, ensuite on calcule le diamètre équivalent de celle-ci afin de déterminer l'efficacité comme dans le cas des ailettes annulaires. Pour cela on utilise la méthode de Schmidt [34].

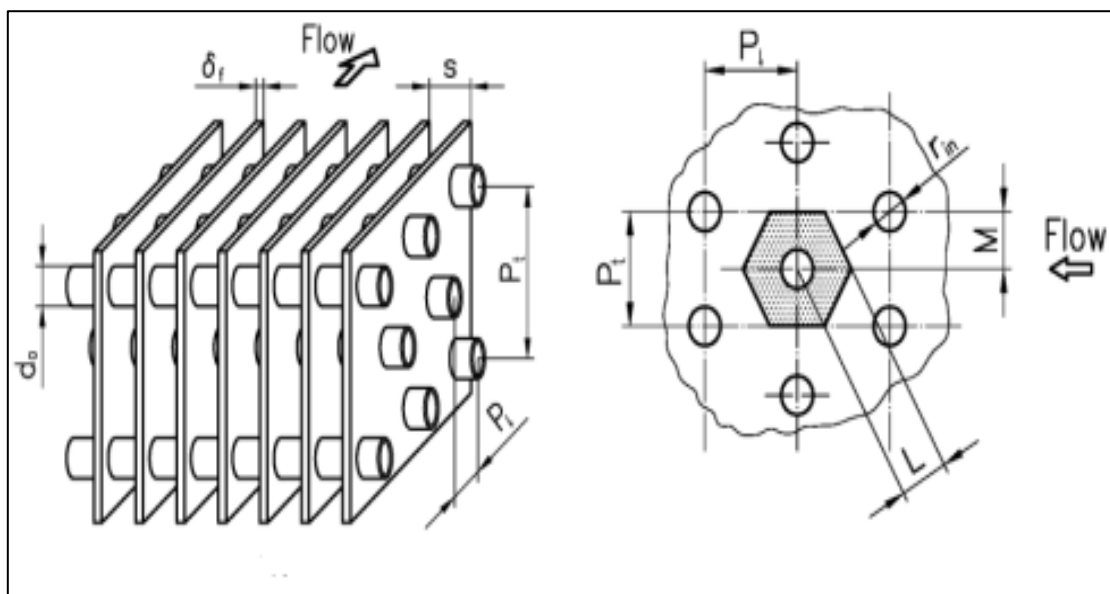


Figure 4.6: Echangeur de chaleur compact avec disposition des tubes en étoile [34].

La méthode de Schmidt est basée sur la détermination du rayon extérieur r_0 d'une ailette circulaire qui a la même efficacité que l'ailette rectangulaire. L'efficacité de l'ailette circulaire est donnée par :

$$\eta_f = \frac{\tanh(m r_{in} \phi)}{m r_{in} \phi} \quad (4.12)$$

Où les paramètres m et ϕ sont définis comme :

$$m = \sqrt{\frac{2h_0}{\delta k_f}} \quad ; \quad \phi = \left(\frac{r_0}{r_{in}} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{r_0}{r_{in}}\right)\right] \quad (4.13)$$

Pour des ailettes rectangulaires, Schmidt a développé les corrélations suivantes :

$$\frac{r_0}{r_{in}} = 1.27 \cdot \Psi (\beta - 0.3)^{\frac{1}{2}} \quad ; \quad \Psi = \frac{M}{r_{in}} \quad ; \quad \beta = \frac{L}{M} \quad (4.14)$$

Les longueurs L et M sont celles de la figure 4.6, L étant toujours choisi supérieur ou égal à M . Le paramètre ϕ est défini par l'équation (4.13).

Pour notre type d'échangeur on a : $L = M = \frac{S_T}{2} = 12.7 \text{ mm}$ et $r_{in} = \frac{d_0}{2} = 5.1 \text{ mm}$

4.4.5 Calcul du coefficient d'échange par convection dans les tubes h_i

Puisque le nombre de tubes est calculé par l'équation (4.9), on peut calculer aussi la vitesse d'écoulement d'eau dans les tubes, ce qui nous permettra de calculer le nombre de Reynolds et par la suite le nombre de Nusselt.

- **La surface d'écoulement d'un tube :**

C'est une surface circulaire donnée par :

$$Ac_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (4.15)$$

- **La vitesse d'écoulement dans un tube :**

$$Um_i = \frac{\dot{m}_l}{N_t \cdot \rho_i \cdot Ac_i} \quad (4.16)$$

- **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds pour un écoulement interne à travers une section circulaire s'écrit :

$$Re_i = \frac{\rho_i \cdot d_i \cdot Um_i}{\mu_i} \quad (4.17)$$

- **Le nombre de Nusselt :**

Pour un écoulement turbulent à travers une section annulaire, par conséquent, on calcule le nombre de Nusselt par la corrélation de Petukhov–Kirillov qu'est valable pour un nombre de Prandtl $0.5 < Pr_i < 2000$ et un Reynolds $2300 < Re_e < 10^4$:

$$f_i = \frac{1}{(1.58 \ln Re_i - 3.28)^2} \quad (4.18)$$

$$Nu_i = \frac{(f/2) \times Re_i \times Pr_i}{1.07 + 12.7 \sqrt{(f/2)} \left(Pr_i^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.19)$$

Le coefficient d'échange par convection dans les tubes h_i est calculé par la relation suivante :

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{d_i} \quad (4.20)$$

4.4.6 Calcul du coefficient d'échange par convection du côté air h_0

Le coefficient h_0 est tiré à partir de l'abaque de l'annexe A. Pour cela, on doit d'abord calculer le nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$h_0 = \frac{Nu_0 \cdot k_0}{D_h}$$

- **Calcul de la vitesse massique de l'air :**

$$G_0 = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} = \frac{\dot{m}_a}{A_{fr} \cdot \sigma}$$

Avec la surface frontale donnée par :

$$A_{fr} = L \cdot L_V$$

Donc la vitesse massique devient :

$$G_0 = \frac{\dot{m}_a}{L \cdot L_V \cdot \sigma} \quad (4.21)$$

- **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds pour l'écoulement coté d'air est calculé par l'équation suivante :

$$Re_0 = \frac{G_0 \cdot D_h}{\mu_0} \quad (4.22)$$

Pour pouvoir calculer h_0 on doit chercher sur l'abaque la valeur du $\frac{h_0}{G \cdot cp_0} \left(\frac{cp_0 \cdot \mu_0}{k_0} \right)^{\frac{2}{3}}$ qui correspond au nombre de Reynolds calculé par l'équation (4.22). Pour trouver des valeurs exactes, on doit trouver l'équation de la droite en fonction du nombre de Reynolds à partir de l'équation de la droite donnée sur une échelle logarithmique dans l'abaque de l'annexe A.

$$\log(y) = a \cdot \log(x) + b$$

$$\log(y) - \log(0.009) = \left(\frac{\log(0.009) - \log(0.006)}{\log(1.5) - \log(4)} \right) (\log(x) - \log(1.5))$$

$$\log(y) = -0.41339 \log\left(\frac{x}{1.5}\right) + \log(0.009) = \log\left(0.009 \left(\frac{x}{1.5}\right)^{-0.4134}\right)$$

Donc :

$$y = 0.009 \left(\frac{x}{1.5}\right)^{-0.4134}$$

$$\frac{h_0}{G \cdot cp_0} \left(\frac{cp_0 \cdot \mu_0}{k_0} \right)^{\frac{2}{3}} = 0.009 \left(\frac{Re_0 \times 10^{-3}}{1.5} \right)^{-0.4134}$$

$$\frac{h_0}{G \cdot cp_0} \left(\frac{cp_0 \cdot \mu_0}{k_0} \right)^{\frac{2}{3}} = 0.185 Re_0^{-0.4134}$$

$$Nu_0 \cdot Re_0^{-1} \cdot (Pr_0)^{-\frac{1}{3}} = 0.185 Re_0^{-0.4134}$$

$$Nu_0 = (Pr_0)^{\frac{1}{3}} \times 0.185 Re_0^{0.5866} \quad (4.23)$$

Donc le coefficient d'échange par convection du coté air h_0 devient :

$$h_0 = \frac{(Pr_0)^{\frac{1}{3}} \times 0.185 Re_0^{0.5866} \cdot k_0}{D_h} \quad (4.24)$$

4.4.7 Calcul de la différence de température logarithmique moyenne

Dans ce cas, il est pratique de relier la différence de température équivalente à la relation de la différence de température moyenne logarithmique pour le contre-courant de température équivalente à la relation entre la différence de température moyenne logarithmique pour le cas du contre-courant, comme suit :

$$\Delta T_{Im} = F \times \Delta T_{Im,cf} \quad (4.25)$$

Le $\Delta T_{Im,cf}$ est la différence de température moyenne logarithmique. Pour le cas de d'un échangeur de chaleur à contre-courant elle est exprimée par **l'équation (4.26)** :

$$\Delta T_{Im,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.26)$$

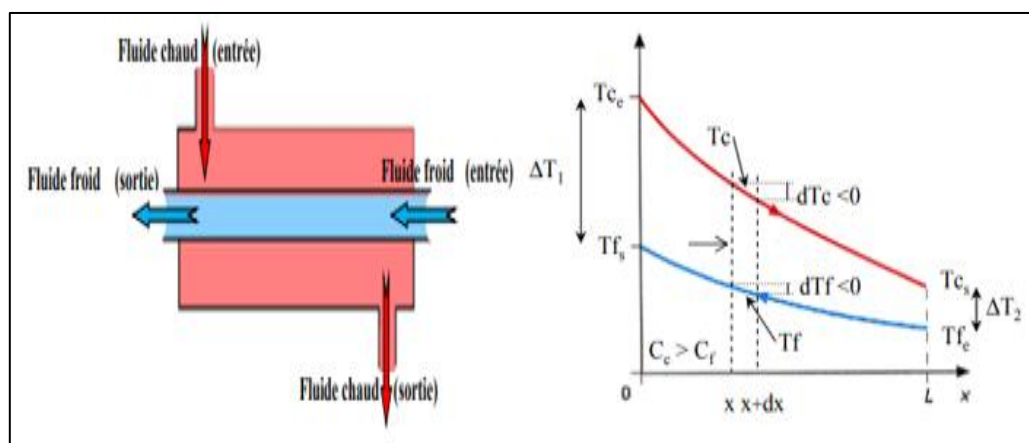


Figure 4.7: Schéma d'un écoulement contre-courant

Avec :

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{a,e} - T_{e,s} \\ \Delta T_2 = T_{a,s} - T_{e,e} \end{cases}$$

Où F est le facteur de correction qui est déterminé à partir des abaques (**Voir l'annexe B**) en fonction de deux grandeurs caractéristiques P et R, où :

$$R = \frac{T_{a,e} - T_{a,s}}{T_{e,s} - T_{e,e}} \quad ; \quad P = \frac{T_{e,s} - T_{e,e}}{T_{a,e} - T_{e,e}} \quad (4.27)$$

4.4.8 Calcul de la surface d'échange totale A_0 :

Par la méthode LMTD on a :

$$Q = F \cdot U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.28)$$

Donc la surface globale d'échange de chaleur est :

$$A_0 = \frac{Q}{F \cdot U_0 \cdot \Delta T_{lm}} \quad (4.29)$$

4.4.9 Calcul du volume total de l'échangeur

A partir de l'abaque présentée dans **l'annexe A**, on trouve la valeur du rapport de surface d'échange par volume total de l'échangeur où :

$$\frac{A_0}{V} = 587 \left(\frac{m^2}{m^3} \right)$$

Donc le volume total de l'échangeur devient :

$$V = \frac{A_0}{587} \quad (4.30)$$

4.4.10 Longueur des tubes

D'après **l'équation (4.4)**, la surface d'échange global est :

$$A_0 = A_f + A_u$$

Où la surface totale sans ailettes est :

$$A_u = N_t \pi d_o L + N_t N_f \pi d_o \delta \quad (4.31)$$

Alors la longueur des tubes devient :

$$L = \frac{A_0 - A_f + N_t N_f \pi d_o \delta}{\pi d_o N_t} \quad (4.32)$$

4.4.11 Longueur finale de l'échangeur

Comme le volume total et la longueur des tubes sont connus, alors la longueur de l'échangeur devient :

$$L_H = \frac{V}{L * L_V} \quad (4.33)$$

4.4.12 Les pertes de charges

4.4.12.1 Coté d'air

Pour un écoulement normal aux bancs de tubes à ailettes tels qu'illustrés dans **la figure 4.4**, la perte de charge totale, c'est-à-dire la différence entre les pressions à l'entrée et à la sortie, est donnée par Kays et London comme suit :

$$\Delta P_o = \frac{G_0^2}{2\rho_{a,s}} \left(f_0 \frac{A_t}{A_{\min}} \times \frac{\rho_{a,e}}{\rho} + (1 + \sigma^2) \times \left(\frac{\rho_{a,e}}{\rho_{a,s}} - 1 \right) \right) \quad (4.34)$$

Où

$$\sigma = \frac{A_{\min}}{A_{fr}} \quad ; \quad \frac{A_t}{A_{\min}} = \frac{4L}{D_h} \quad (4.35)$$

Dans cette équation **4.34**, ρ est la densité moyenne évaluée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie, ou elle peut également être estimée en faisant la moyenne du volume spécifique du fluide entre l'entrée et la sortie comme :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{a,e}} + \frac{1}{\rho_{a,s}} \right) \quad (4.36)$$

Le facteur de friction f_0 pour les échangeurs de chaleur à plaques tubulaires et à ailettes est tiré à partir de l'abaque (**Voir l'annexe A**).

4.4.12.2 Coté des tubes

Les pertes de charge dans les tubes circulaires sont données par la relation suivante :

$$\Delta P_i = 4 f_i \frac{L}{d_i} \rho_i \frac{Um_i^2}{2} \quad (4.37)$$

Où la vitesse d'écoulement Um_i de l'eau dans les tubes et le facteur de friction f_i sont calculés précédemment par **les équations (4.16)** et **(4.18)** respectivement.

4.4.13 La puissance de pompage

La puissance de pompage du fluide est proportionnelle à la chute de pression du fluide à travers un échangeur de chaleur. Elle est donnée par :

$$W_p = \frac{\dot{m}_t \times N_t \times \Delta P_i}{\rho_i \eta_p} = \frac{\dot{m}_e \times \Delta P_i}{\rho_i \eta_p} \quad (4.38)$$

Où η_p est le rendement de la pompe qui peut prendre une valeur entre [0,80-0,85].

4.4.14 L'efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4.39)$$

Où Q_{max} est le maximum de chaleur qui peut être récupérée :

$$Q_{max} = (\dot{m} Cp)_{min} \times (T_{a,e} - T_{e,e}) \quad (4.40)$$

Pour $(\dot{m} Cp)_{min}$ on prend celle du fluide qui a la valeur minimale entre les deux fluides

4.5 Résultats et interprétations

Les résultats et les interprétations sont donnés pour une configuration avec un seul échangeur et une deuxième configuration avec deux échangeurs et une troisième configuration avec trois échangeurs.

4.5.1 Configuration avec un seul échangeur

Au début, on a proposé d'installer un seul échangeur pour les données précédentes, mais nous avons rencontré un problème de dimension, lorsqu'on calcule la longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur on trouve les résultats présentés dans **la figure 4.8**.

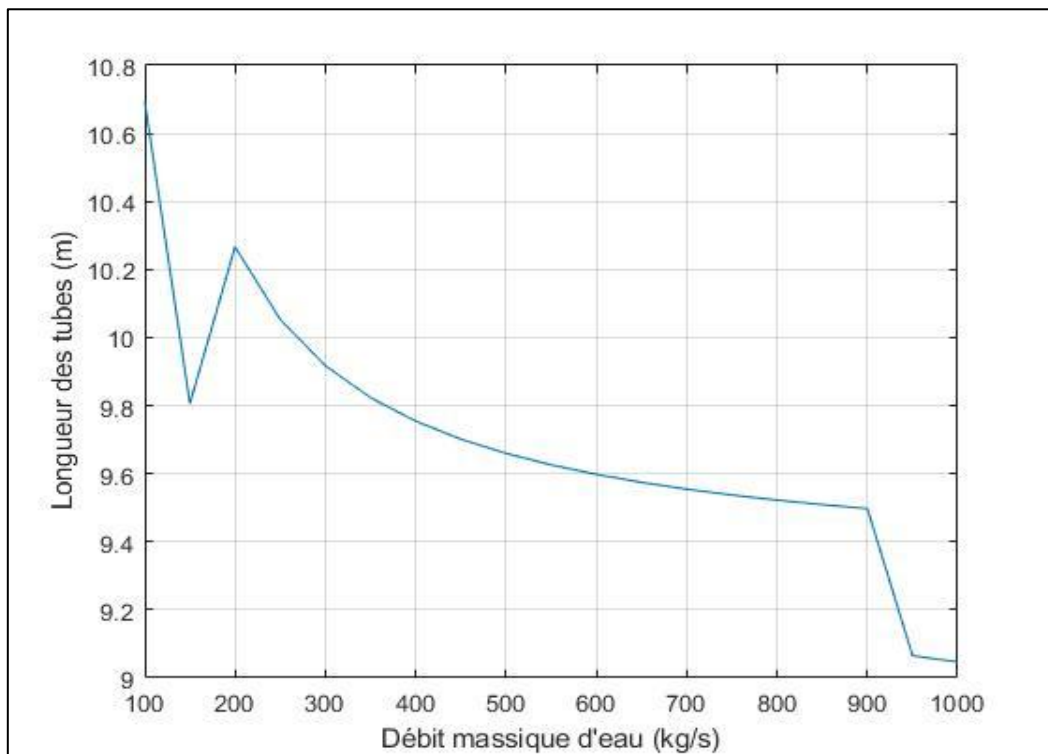


Figure 4.8: Longueur des tubes en fonction du débit massique d'eau pour une configuration avec un seul échangeur

On remarque que la longueur des tubes dépasse les dimensions autorisées même si on augmente le débit massique d'eau. La longueur des tubes converge vers une valeur de 9.2 m pour tout débit massique supérieur à 1000 kg/s, alors que la longueur autorisée dans le cahier de charge est de 4 m. Donc ce projet n'est pas faisable avec un seul échangeur.

Donc pour les raisons ci-dessus, on a essayé d'utiliser deux échangeurs pour réduire la surface totale d'échange et par conséquent la longueur des tubes diminue.

4.5.2 Configuration avec deux échangeurs

Cette fois, on envisage d'installer deux échangeurs de chaleur en parallèle identiques où la section de passage de l'air pour cette disposition permet de diviser le débit d'air en deux et par conséquent la longueur des tubes va diminuer avec la surface totale d'échange de chaleur.

Pour cette proposition, l'espace disponible pour chaque échangeur sera 4 mètres en largeur (L), longueur (L_H) de 0 jusqu'à 2 mètres et 3 mètres en hauteur (L_V).

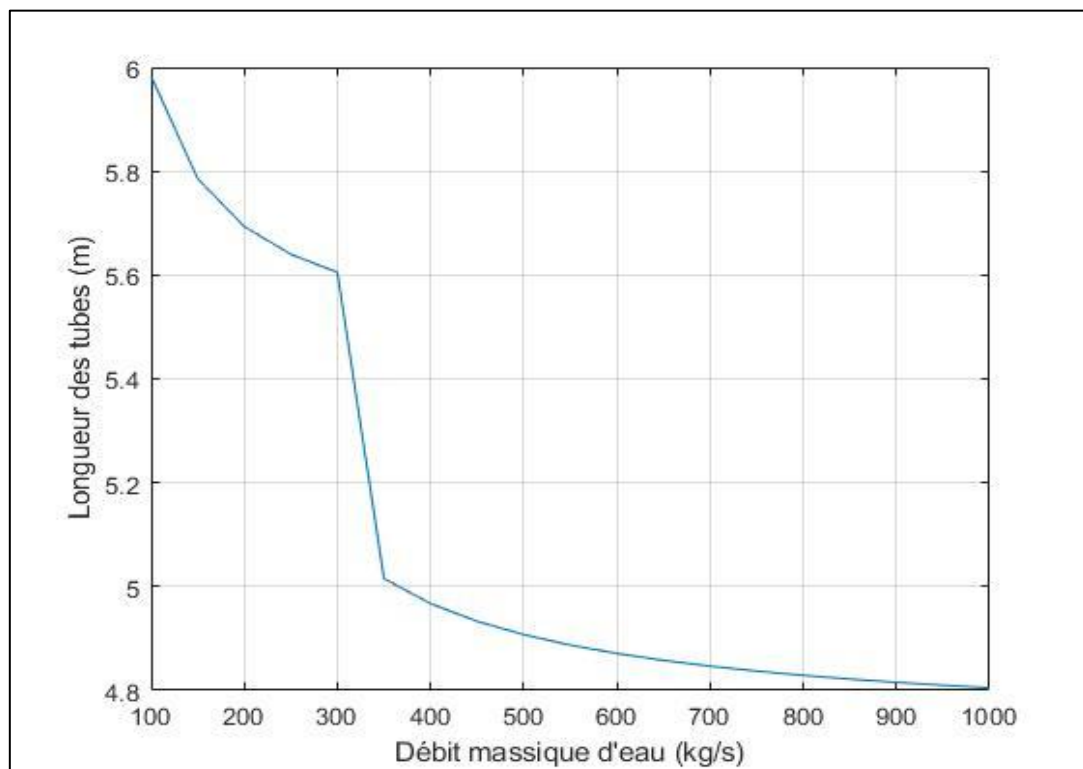


Figure 4.9: Longueur des tubes en fonction du débit massique d'eau pour une configuration avec deux échangeurs

On remarque que la longueur des tubes converge vers une valeur de 4.8 m pour tout débit massique supérieur à 1000 kg/s, alors que nous cherchons une longueur des tubes de 4 (m). Donc même pour cette configuration avec deux échangeurs de chaleur ce projet n'est pas faisable.

4.5.3 Configuration avec trois échangeurs

Cette fois, on utilise trois échangeurs de chaleur en parallèle, ce qui permet de diviser le débit d'air entrant au compresseur en trois. Pour cette proposition, l'espace disponible pour chaque échangeur sera 4 mètres de largeur (L), longueur de 0 jusqu'à 2 mètres (L_H) et 2 mètres en hauteur (L_V).

Cette proposition nous a permis de trouver la conception requise qui respecte le cahier de charge de l'entreprise. Après plusieurs itérations, nous trouvons que le débit d'eau optimal est de 125 kg/s.

Le tableau 4.4 présente les propriétés thermodynamiques des fluides pour la température moyenne $T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$.

Tableau 4.4: Propriétés thermodynamiques des fluides

	Fluide chaud (air)	Fluide froid (eau)
Débit massique (kg/ s)	86.94	125
Température d'entrée (°C)	40	10
Température de sortie (°C)	24	11.35
Température moyenne (°C)	32	12.7
Masse volumique (kg/m ³)	1.1591	999.7
Chaleur spécifique (J/kg.K)	1006.3	4190.3
Viscosité dynamique (kg/m.s)	1.8730×10^{-5}	1.259×10^{-3}
Conductivité thermique (w/m. K)	0.0266	0.58
Nombre de Prandtl, Pr	0.7069	9.095

Cette configuration nous a donné les résultats suivants :

- Le coefficient global d'échange de chaleur :

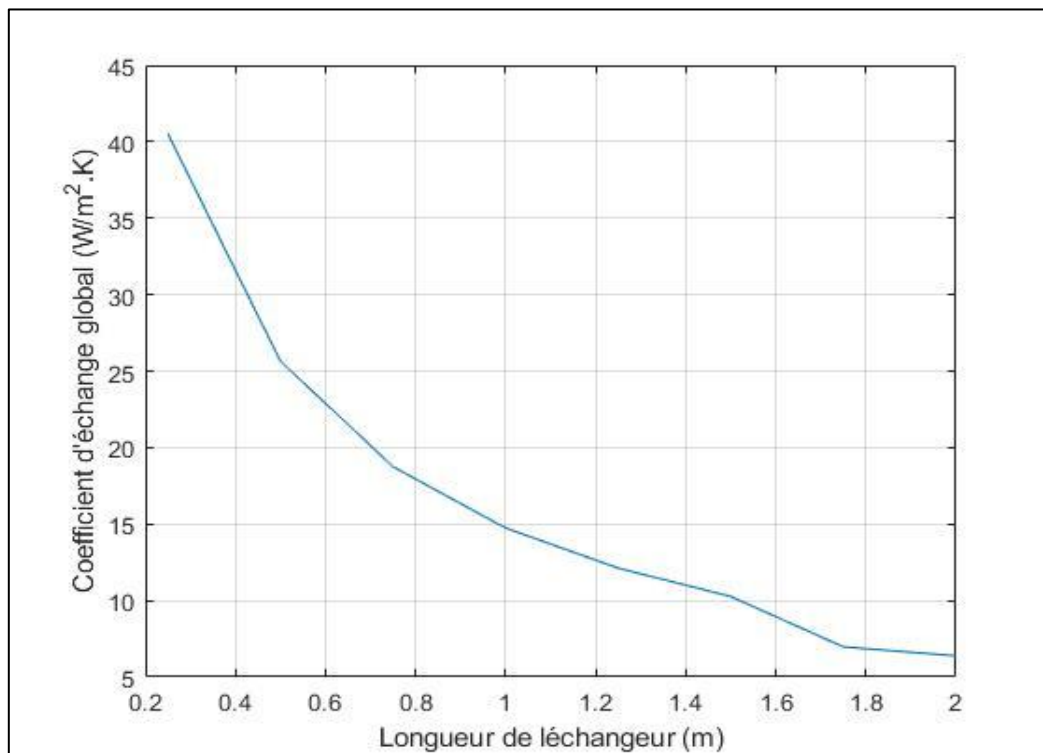


Figure 4.10: Coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur

- Surface totale d'échange de chaleur :

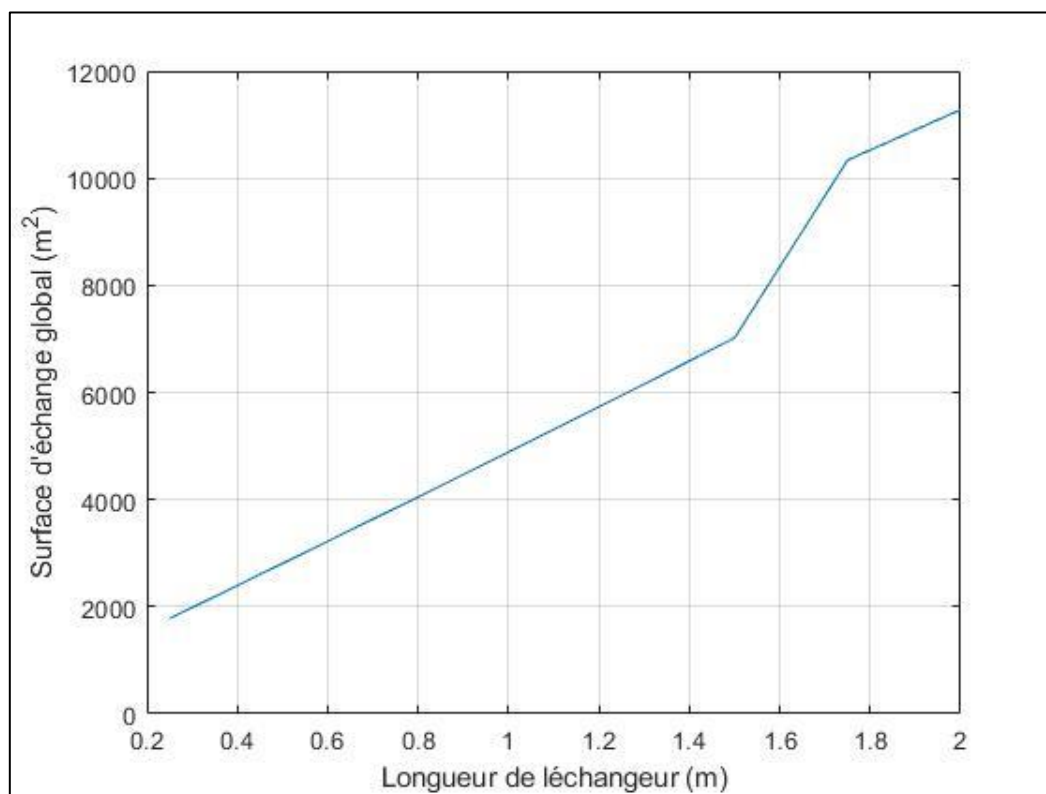


Figure 4.11: Surface d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur

- La longueur des tubes :

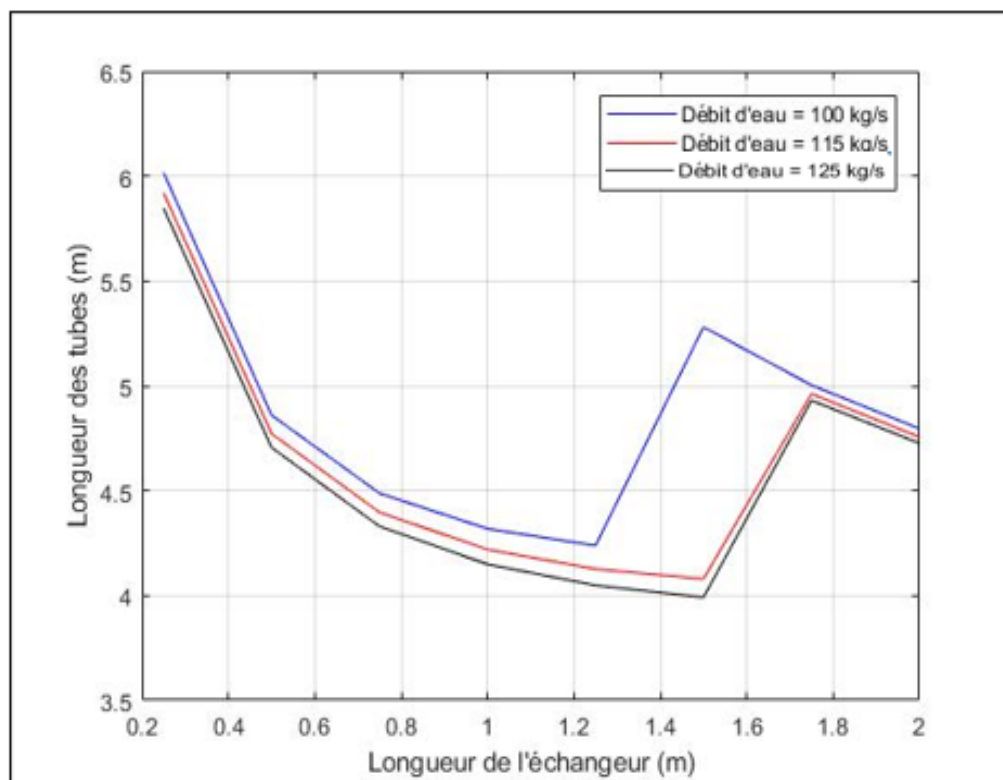


Figure 4.12: Longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur

- Volume total de l'échangeur dimensionné :

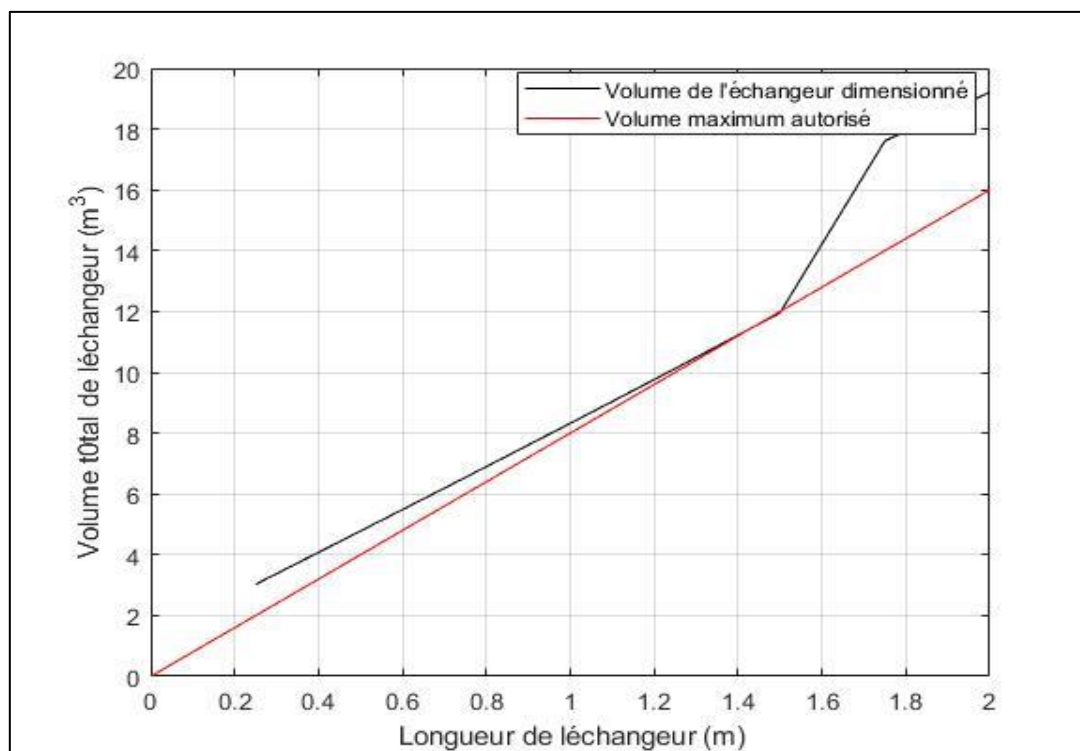


Figure 4.13: Volume total en fonction de la longueur de l'échangeur

- Les pertes de charges coté air :

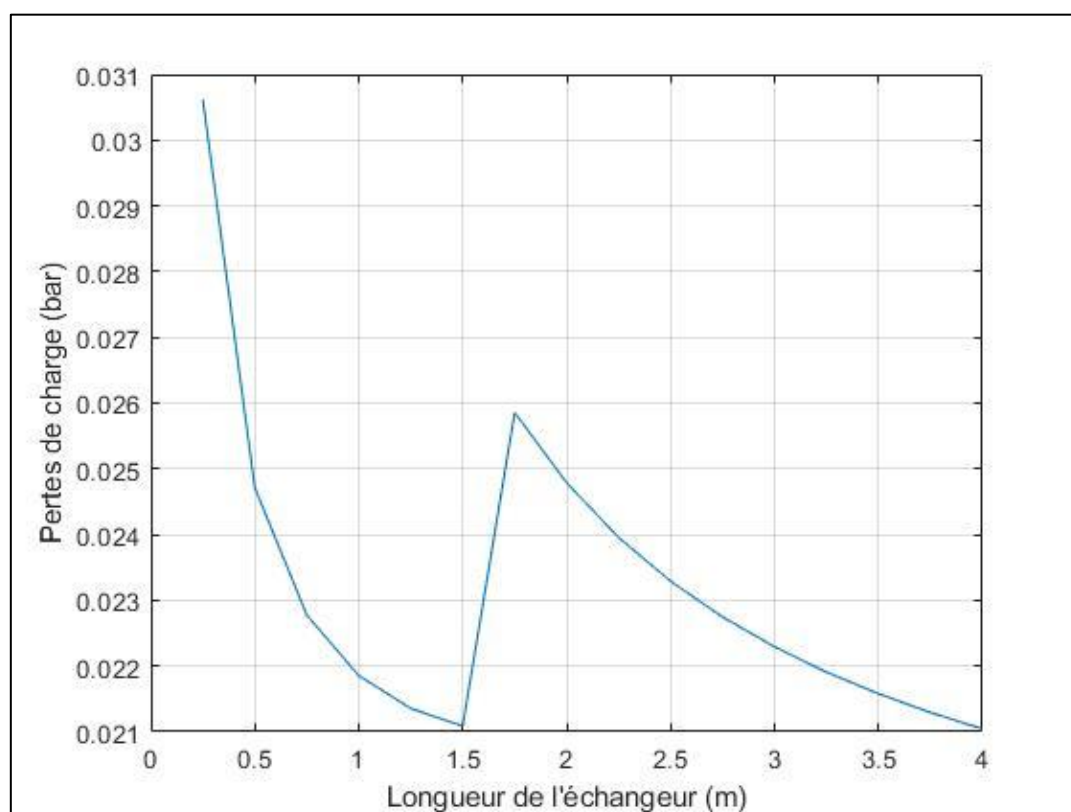


Figure 4.14: Pertes de charge coté air fonction de la longueur de l'échangeur

Plus la taille de l'échangeur est grande plus la surface d'échange totale est grande comme il est indiqué dans la **figure 4.10**.

D'après la **figure 4.11**, on remarque plus la longueur de l'échangeur augmente, le coefficient d'échange global diminue, ce qu'est logique vu que ce dernier est par unité de surface qui est proportionnelle aux dimensions de l'échangeur.

D'après la **figure 4.13**, quand on varie la longueur de l'échangeur de 0 à 2 m, le volume converge vers le volume requis pour la longueur $L_H = 1.5$ m. La même chose pour la longueur des tubes où on remarque d'après la **figure 4.12** que cette dernière converge aussi vers la longueur requise qu'est de 4 m pour une longueur de 1.5 m.

Nous remarquons dans la **figure 4.14** qu'on a eu la même allure de la courbe des pertes de charge et la longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur. L'augmentation des pertes pour une longueur entre 1.5 et 1.7 m est justifiée par la variation de de la surface d'échange globale puisque ces deux paramètres sont liés entre eux. Pour une longueur entre 1.5 et 1.7 m, la pente de la surface d'échange globale augmente, et par conséquent les pertes de charge augmentent avec la longueur de l'échangeur. D'après cette figure que pour une

Chapitre 4 : Amélioration des performances de la turbine à gaz MS-7001

longueur de 1.5 m on a des pertes de 2100 Pa qui sont négligeables devant la pression d'entrée d'air qui est 1.013 bar.

Pour les raisons ci-dessus, on déduit que la longueur optimale de notre échangeur est 1.5 m.

4.6 Dimensionnement final de l'échangeur de chaleur

Le **tableau 4.5** montre les paramètres finaux de l'échangeur de chaleur du système proposé.

Tableau 4.5: Paramètres finaux de dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Les paramètres	Coté air	Coté tubes
Débit massique par échangeur (Kg/s)	86.94	125
Taux de transfert de chaleur par échangeur (kW)	1399.8	
Longueur des tubes (m)	3.99	
Hauteur de l'échangeur (m)	2	
Longueur de l'échangeur (m)	1.5	
Nombre des tubes	5365	
Nombre des ailettes	1261	
Vitesse d'écoulement (m/s)	17.6	0.33
Vitesse massique (kg/m ² .s)	20.35	326
Résistance à l'encrassement	3.5×10^{-4}	1.8×10^{-4}
Section de passage (m ²)	7.98	0.39
Coefficient de friction	0.022	0.012
Nombre de Reynolds	3947.5	2470.3
Nombre de Nusselt	20.96	18.82
Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/ m ² .K)	155.37	1144.07
Coefficient d'échange global de l'échangeur (W/ m ² .K)	10.12	
Surface d'échange global (m ²)	7045.68	
Volume total de l'échangeur (m ³)	12.00	
Pertes de pression (bar)	0.02	0.01
Puissance de pompage (kW)		0.17
Efficacité de l'échangeur (%)	53.33	

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a proposé une solution pour notre problème où nous avons vu que le refroidissement par réfrigération mécanique est le bon moyen pour les conditions climatiques de Skikda. Cette proposition est suivie d'une étude de faisabilité technique pour mettre en évidence la possibilité d'application de cette proposition. Après nous avons détaillé la solution proposée, où on a choisi les différents équipements de l'installation en montrant les étapes pour dimensionner le refroidisseur de l'air.

Conclusion générale

Conclusion générale

Face à l'utilisation croissante des turbines à gaz dans les différents domaines industriels, et compte tenu des coûts énergétiques très élevés, l'amélioration des performances de ces machines devient cruciale. En effet, l'optimisation des performances de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs tels que les caractéristiques de la turbine, et les paramètres internes et externes.

Dans le cadre de ce projet, on a étudié l'impact des différents paramètres atmosphériques sur les performances des turbines à gaz et en particulier l'effet de la température de la région de Skikda.

A l'issue d'une étude bibliographique sur les différentes méthodes d'amélioration des performances des TAG et les techniques de refroidissement de l'air d'admission, le choix est porté sur le refroidissement par réfrigération mécanique indirecte pour le contrôle de la température d'air d'admission car c'est la méthode la plus appropriée pour les climats moyennement chauds et humides.

L'étude thermodynamique de la turbine à gaz MS-7001 a montré que ses performances dépendent fortement de la température ambiante qui est toujours la principale cause de dégradation des performances des TAG, ce qui conduit à une baisse importante en production dans le complexe de liquéfaction du GN de Skikda.

Suivant les conditions de fonctionnement de la TAG MS-7001 dans le complexe GNL Skikda, l'air d'entrée du compresseur à la température de 24 °C est requis pour obtenir une puissance optimale de 83 MW. Une source de refroidissement au sein de l'entreprise est disponible pour pallier aux élévations de la température des cinq mois de l'année (de mai à septembre). Cette source a été exploitée dans notre présent travail à travers un échangeur de chaleur afin de fournir de l'air à l'entrée du compresseur à 24 °C. En conclusion, on peut suggérer un fonctionnement sur toute l'année avec de l'air d'entrée du compresseur à 24 °C, ce qui permet une puissance optimale sur toute l'année. A titre indicatif, une baisse de température de l'air d'entrée de 40 à 24 °C permet un gain de 9 MW en puissance. Le rendement thermique est amélioré de 28.3 jusqu'à 31.5%.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Sonatrach Skikda, “Présentation général du complexe GL1K - Skikda,” 2017.
- [2] Support de formation Sonatrach, “Équipements hydrauliques et pneumatiques.”
- [3] Support de formation Sonatrach “GÉNÉRATEURS ET MOTEURS ÉLECTRIQUES”.
- [4] Support de formation Sonatrach, “LA TUYAUTERIE,” pp. 1–64.
- [5] Support de formation Sonatrach, “LES TRANSFORMATEURS,” pp. 1–136.
- [6] Support de formation Sonatrach, “LES DESSALEURS,” pp. 1–97.
- [7] Support de formation Sonatrach, “LES ÉCHANGEURS”.
- [8] Support de formation Sonatrach, “LES COLONNES,” pp. 1–91.
- [9] Support de formation Sonatrach, “LES RÉDUCTEURS,” pp. 1–24.
- [10] Support de formation Sonatrach, “LES ACCOUPLEMENTS,” pp. 1–17.
- [11] Support de formation Sonatrach, “TERMINAUX, STOCKAGE,” pp. 1–89.
- [12] Support de formation Sonatrach, “LES POMPES,” pp. 1–170.
- [13] Support de formation Sonatrach, “LES COMPRESSEURS”. pp. 1–87
- [14] G. E. Oil and G. T. Training, “MANUEL DE FORMATION SONATRACH POUR LA CONDUITE ET L’ENTRETIEN”.
- [15] J. S. M. GIRAUD, “Turbines à gaz aéronautiques et terrestres,” *Techniques de l’ingénieur*, pp. 1–39.
- [16] S.DAOUD. “Contribution à l’amélioration des performances des Turbines à gaz par le refroidissement de l’air a l’entrée du compresseur,” [en ligne]. Mémoire de projet de fin d’études : Génie mécanique : Boumerdes : UMB, 2016. [Consulté le 24/06/2022]
- [17] P. Tony Giampaolo, MSME, “*Gas Turbine Handbook Principles and practice*,” 4th Edition, vol. 59. 2009.
- [18] Y. LORANCHET, “Mise en œuvre des turbines à gaz dans l’industrie,” *Techniques de l’ingénieur*, pp. 1–16, 1992, doi: 10.51257/a-v1-b4425.
- [19] J. H. Horlock, “*Advanced Gas Turbine Cycles*,” première édition. 2003.
- [20] A. M. Y. Razak, *Industrial gas turbines*, ” *Performance and operability*. 2007.
- [21] P. EMeherwan P,Boyce, Ph.D, “*Gas Turbine Engineering Handbook*” Third Edition.
- [22] Lallam, S. Si, and M. Redouane. “Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002 C par refroidissement de l’air à l’aspiration, ” [en ligne]. Mémoire de projet de

Références bibliographiques

- fin d'études : Génie mécanique : Tizi-Ouzou : UMMT, 2015. [Consulté le 24/06/2022]
- [23] F. B. M. IIBDRI, "Amélioration des Performances thermodynamiques de la Turbine à Gaz MS5002C Par Refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur," [en ligne]. Mémoire de projet de fin d'études : Génie mécanique : Tlemcen : UABB, 2012. [Consulté le 24/06/2022]
- [24] Données Mondiales, [en ligne]. [Consulté le 24/06/2022]. Disponible a l'adresse : "https://fr-fr.topographic-map.com/maps/e56x/Skikda/," .
- [25] Carte topographique skikda, altitude, " [en ligne]. [Consulté le 24/06/2022]. Disponible a l'adresse : " https://fr-fr.topographic -map.com/maps/e56x/Skikda/ " .
- [26] K. N. Abdalla and Z. A. M. Adam, "Enhancing gas turbine output through inlet air cooling," *Sudan Eng.Soc.J*, vol. 52, no. 4–6, pp. 7–14, 2006.
- [27] T. K. Ibrahim, M. M. Rahman, and A. N. Abdalla, "Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems : A technical review," *Acad. Journals*, vol. 6, no. 4, pp. 620–627, 2011, doi: 10.5897/IJPS10.563.
- [28] A. K. Mohapatra and Sanjay, "Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on gas turbine and combined cycle performance," *Energy*, vol. 68, pp. 191–203, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.02.066.
- [29] Sonatrach Skikda, "Document interne de l'entreprise."
- [30] S. Xylem, "INDUSTRIAL-STRENGTH THINKING SOLVES MORE THAN WATER".
- [31] Cengel and Y. A, "*Heat Transfer: A Practical Approach with EES CD*". 2002.
- [32] J. E. H. D. A. REAY, R. LAW, "*COMPACT HEAT EXCHANGERS Selection, Design and Operation*", *Second Edition*.
- [33] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, vol. 6. 2012. [Online]. Available: <https://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=sJXpvP6xLZsC&pgis=1>
- [34] J. T. DAWID TALER, "Steady-state and transient heat transfer through fins of complex geometry Introduction Plate fin and tube heat exchangers are used as economizers in steam power," *Arch. Thermodyn.*, vol. 35, no. 2, pp. 117–133, 2014, doi: 10.2478/aoter-2014-0017.
- [35] A. L. W. M. KAYS, A. L. London, "Compact Heat Exchangers-McGraw-Second edition." 1964.

Annexes

Annexes

Annexe A :

Abaque pour l'échangeur de chaleur compact de type tubes circulaires à ailettes continues [35]

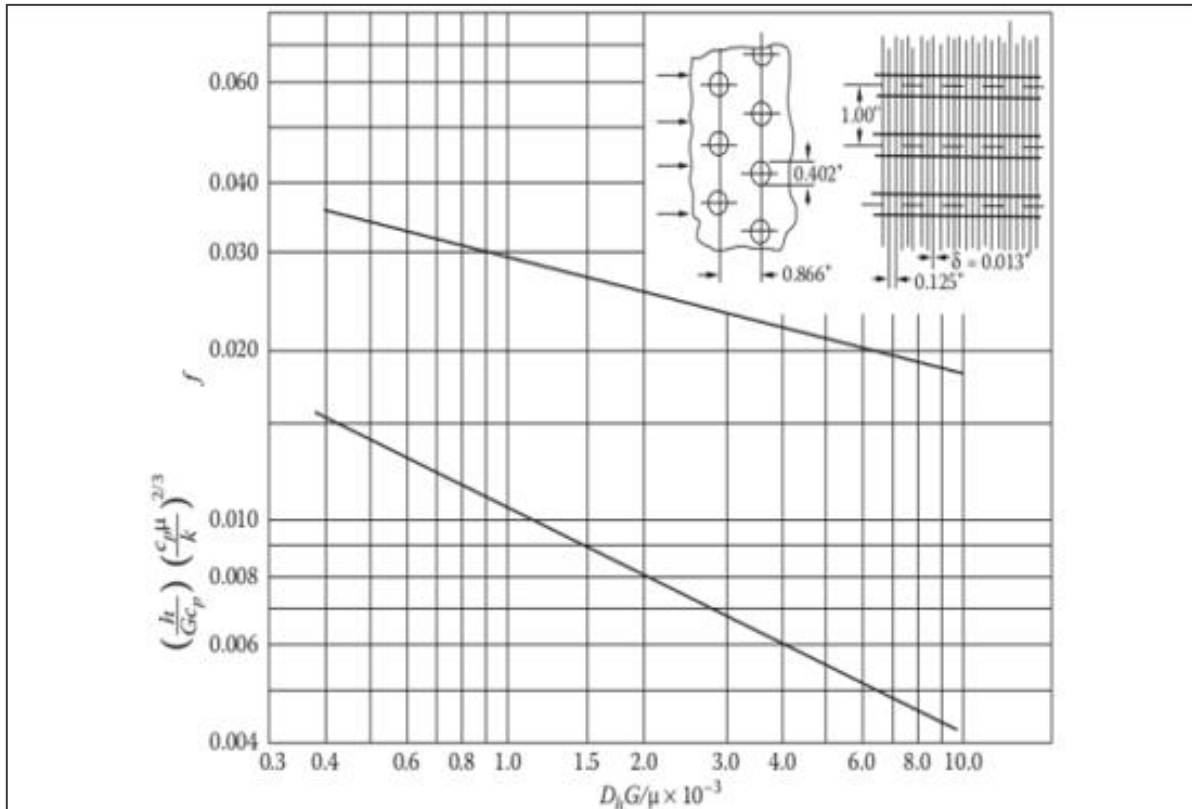


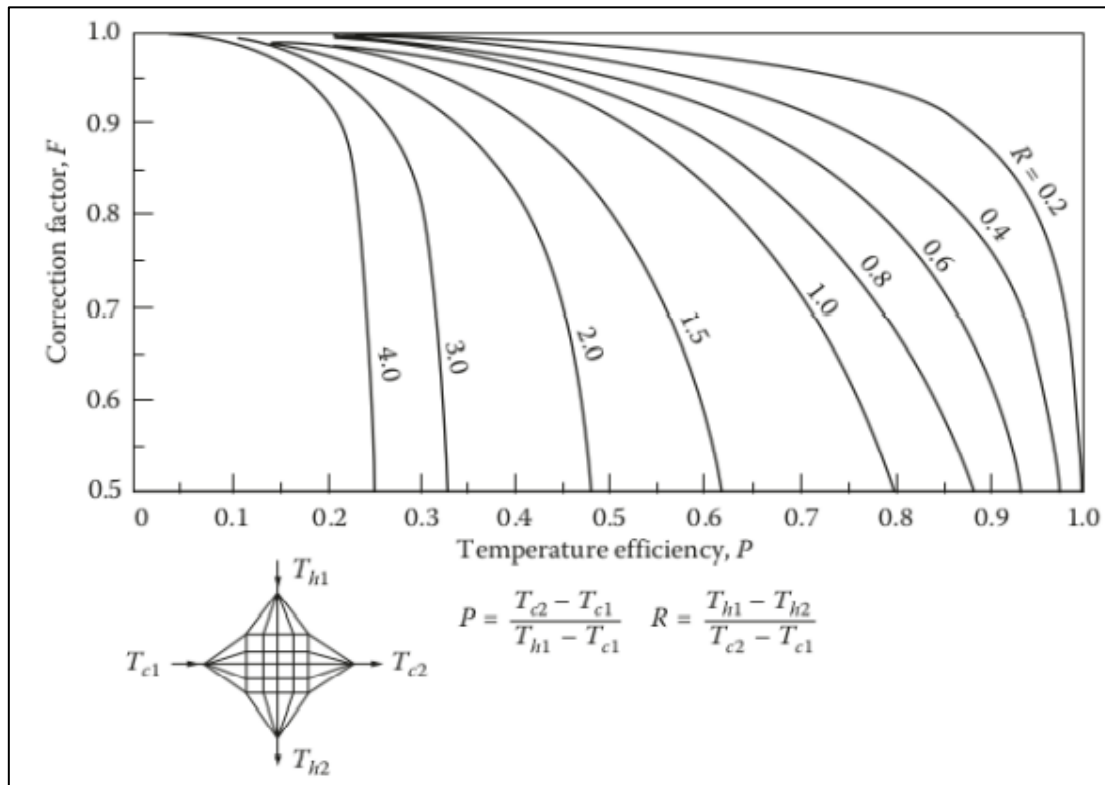
FIGURE 10.4

Heat transfer and friction factor for a circular tube continuous fin heat exchanger. Surface 8.0-3/8 T; tube OD = 1.02 cm; fin pitch = 3.15/cm; fin thickness = 0.033 cm; fin area/total area = 0.913; air-passage hydraulic diameter = 0.3633 cm; free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.534$; heat transfer area/total volume = 587 m²/m³. (From Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984. With permission.)

Annexes

Annexe B :

Abaque pour le facteur de correction



Annexe C :

Resistance à l'encrassement pour les différents fluides

Fluid	R_f (m ² C/W)
Distilled water and boiler feedwater	0.0001 (below 50 C)
Distilled water and boiler feedwater	0.0002 (above 50 C)
Water (river)	0.0004
Fuel Oil	0.0009
Oil (hydraulic, lubricating, and transformer)	0.0002
Ethylene glycol	0.00035
Steam	0.0001
Air	0.0004
Engine exhaust gases	0.0018
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004