

Université KASDI MERBAH OURGLA

*Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des Sciences de la
Terre et de l'Univers*

Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

Sighi Abderrhmane

Saoud Atmane

Thème

**Récupération de la chaleur dégagée par la turbine à gaz
MS5002C**

Etude de cas : unité GPL2, Hassi Messaoud

Soutenu publiquement le : 11/06/2026

Devant le jury:

Dr.REZAIKIA YAMINA	MCA	Président	UKMO
Dr.HADJAB RIAD	MCB	Examinatrice	UKMO
Dr.CHAICH ZINEB	MCA	Promoteur	UKMO
Dr.BOUKSANI MOHAMMED	MCB	Co-Promoteur	UKMO

Année Universitaire: 2025-2026

REMERCIEMENT

Avant tout, nous remercions Allah le Tout-Puissant de nous avoir accordé la santé, la patience et la volonté nécessaires pour accomplir ce modeste travail.

Nous adressons nos plus sincères remerciements à notre encadreur principal, Mme **CHAICH ZINEB**, pour son encadrement rigoureux, ses conseils avisés, sa disponibilité et son soutien constant tout au long de ce travail.

Nous tenons également à exprimer notre profonde gratitude à M. **BOUKSANI MOHAMED**, co-encadreur, pour son suivi attentif, ses précieuses orientations et son accompagnement précieux.

Nous remercions vivement l'ensemble des enseignants du département des Hydrocarbures de l'Université Kasdi Merbah Ouargla, qui ont contribué à notre formation académique et scientifique durant tout notre parcours universitaire.

Nos vifs remerciements s'adressent également à la société Sonatrach ainsi qu'à toute l'équipe de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud pour leur accueil, leur aide technique et les informations fournies, qui ont grandement contribué à la réalisation de cette étude.

Nous remercions aussi les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'évaluer ce travail.

Enfin, nous adressons nos sincères remerciements à toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce mémoire.

DÉDICACE

SAOUD ATMANE

À la mémoire de mes très chers parents,

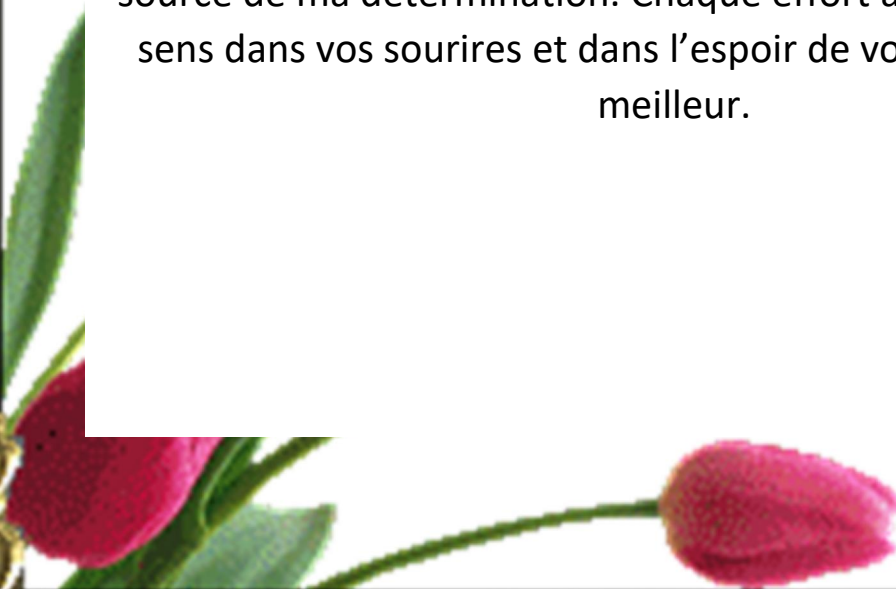
Vous qui avez consacré votre vie à mon éducation, à mon bonheur et à ma réussite, votre amour, votre sagesse et vos sacrifices resteront à jamais gravés dans mon cœur. Même absents, votre présence m'accompagne chaque jour et éclaire chacun de mes pas. Que Dieu vous accorde Son infinie miséricorde et vous accueille dans Son vaste Paradis.

À mon épouse bien-aimée,

Pour son amour, sa patience, sa compréhension et son soutien sans faille. Elle a toujours été à mes côtés. Ce travail lui doit beaucoup.

À mes chers enfants, Djoud, Assinate et Racim,

Vous êtes la lumière de ma vie, ma plus grande richesse et la source de ma détermination. Chaque effort accompli trouve son sens dans vos sourires et dans l'espoir de vous offrir un avenir meilleur.



DÉDICACE

SIGHI ABDERRHMANE

À mes très chers parents,

Aucun mot ne saurait exprimer la profondeur de ma gratitude et de mon amour envers vous.

Vous avez été mon premier soutien, ma première école et la lumière qui a guidé chacun de mes pas.

Par vos sacrifices, votre patience et vos prières, vous m'avez donné la force d'avancer et la volonté de réussir.

Ce travail est le fruit de vos efforts avant d'être le mien.

Que Dieu vous accorde santé, bonheur et une longue vie pleine de sérénité.

À mes chers frères et sœurs,

Pour votre présence, votre affection et vos encouragements constants.

Merci d'avoir toujours cru en moi et d'avoir partagé avec moi les moments difficiles comme les plus heureux.

Que ce mémoire soit pour vous un symbole d'amour, de reconnaissance et de fierté familiale.

À toute ma famille,

Je dédie ce modeste travail avec tout mon respect et ma profonde reconnaissance.

Sommaire

<i>I.1</i>	<i>Introduction</i>	<i>3</i>
<i>I.2</i>	<i>Définition de la turbine à gaz</i>	<i>3</i>
<i>I.3</i>	<i>Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz</i>	<i>4</i>
<i>I.4</i>	<i>Les principaux composants d'une turbine à gaz</i>	<i>4</i>
<i>I.5</i>	<i>Classification des turbines à gaz</i>	<i>5</i>
<i>I.5.1</i>	<i>Par le mode de construction</i>	<i>6</i>
<i>I.5.2</i>	<i>Par le mode de travail</i>	<i>7</i>
<i>I.5.3</i>	<i>Par le mode de fonctionnement thermodynamique</i>	<i>8</i>
<i>I.6</i>	<i>Avantages et inconvénients</i>	<i>10</i>
<i>I.6.1</i>	<i>Avantages</i>	<i>10</i>
<i>I.6.2</i>	<i>Inconvénients [11]</i>	<i>10</i>
<i>I.7</i>	<i>Domaines d'application</i>	<i>10</i>
<i>I.8</i>	<i>Cycle thermodynamique de la turbine à gaz (Cycle de Brayton)</i>	<i>10</i>
<i>I.9</i>	<i>Présentation de la turbine MS5002C</i>	<i>11</i>
<i>I.9.1</i>	<i>Généralités</i>	<i>11</i>
<i>I.9.2</i>	<i>Architecture et configuration</i>	<i>12</i>
<i>I.9.3</i>	<i>Caractéristiques techniques principales</i>	<i>12</i>
<i>I.10</i>	<i>Intégration dans l'unité GPL2</i>	<i>13</i>
<i>I.11</i>	<i>Pertes thermiques et chaleur dégagée</i>	<i>14</i>
<i>I.12</i>	<i>Amélioration du rendement de la turbine à gaz</i>	<i>15</i>
<i>I.12.1</i>	<i>Amélioration par le cycle combiné</i>	<i>16</i>
<i>I.12.2</i>	<i>Amélioration Par Régénération de la chaleur</i>	<i>17</i>
<i>I.13</i>	<i>Influence des conditions opératoires</i>	<i>18</i>
<i>I.14</i>	<i>Optimisation globale du rendement</i>	<i>18</i>
<i>I.15</i>	<i>Conclusion</i>	<i>18</i>
<i>II</i>		<i>20</i>
<i>II.1</i>	<i>Introduction</i>	<i>20</i>
<i>II.2</i>	<i>Définition de la récupération de chaleur</i>	<i>20</i>
<i>II.3</i>	<i>Principe de la récupération de chaleur</i>	<i>21</i>
<i>II.4</i>	<i>Technologies de récupération de chaleur</i>	<i>23</i>

II.5	<i>L'échangeur tubulaire</i>	24
II.6	<i>Système de récupération de l'unité GPL2</i>	25
II.6.1	<i>Description générale</i>	25
II.6.2	<i>Intégration dans le procédé</i>	25
II.6.3	<i>Analyse énergétique et environnementale</i>	25
II.6.4	<i>Économie de combustible</i>	25
II.6.5	<i>Réduction des émissions [18]</i>	26
II.7	<i>Analyse économique</i>	26
II.8	<i>Analyse critique du système de récupération</i>	26
II.8.1	<i>Avantages</i>	26
II.8.2	<i>Contraintes techniques majeures</i>	27
II.9	<i>Appréciation énergétique préliminaire</i>	28
II.10	<i>Importance industrielle</i>	28
II.11	<i>Conclusion</i>	29
III		30
III.1	<i>Introduction</i>	30
III.2	<i>Les différents modes de transfert de chaleur</i>	30
III.2.1	<i>Conduction thermique</i>	31
III.2.2	<i>Convection thermique</i>	31
III.2.3	<i>Rayonnement thermique</i>	32
III.3	<i>Généralités sur les échangeurs de chaleur</i>	33
III.3.1	<i>Définition</i>	33
III.3.2	<i>Classification des échangeurs de chaleur</i>	33
III.4	<i>Les échangeurs tubulaires</i>	35
III.4.1	<i>Description générale</i>	35
III.4.2	<i>Avantages et inconvénients</i>	37
III.5	<i>Calcul thermique des échangeurs</i>	37
III.5.1	<i>Bilan thermique</i>	37
III.5.2	<i>Coefficient global de transfert thermique</i>	38
III.5.3	<i>Différence de température moyenne logarithmique (DTML)</i>	38
III.5.4	<i>Méthode ε-NTU</i>	39
III.6	<i>Pertes de charge</i>	39

III.7	Phénomènes particuliers	40
III.7.1	Encrassement (Fouling)	40
III.7.2	Dilatation thermique	40
III.7.3	Méthodologie de conception	41
III.8	Application à la turbine MS5002C et à l'unité GPL2	42
III.9	Conclusion	43
IV		44
IV.1	Introduction	44
IV.2	Circuit de l'huile chaude dans l'unité GPL2	44
IV.3	Position du récupérateur dans le procédé	47
IV.4	Données de l'étude	48
IV.5	Bilan thermique du récupérateur	50
IV.6	Énergie théoriquement disponible dans les gaz d'échappement	51
IV.6.1	Cas des données constructeur ($T_g = 517\text{ °C}$)	51
IV.6.2	Cas réel ($T_g = 543\text{ °C}$)	52
IV.7	Rendement de récupération	52
IV.8	Bilan thermique du four H-231	54
IV.9	Fonctionnement avec récupérateur	54
IV.10	Fonctionnement sans récupérateur	55
IV.11	Analyse comparative	55
IV.12	Consommation de combustible	56
IV.12.1	Avec récupérateur	56
IV.12.2	Sans récupérateur (calcul théorique)	56
IV.13	Données réelles et analyse	56
IV.14	Économie de combustible	56
IV.15	Économie de combustible – Résultats par train et pour l'unité	58
IV.16	Impact environnemental : réduction des émissions de CO_2	60
IV.17	Analyse économique	61
IV.17.1	Par train	61
IV.17.2	Pour les trois trains	62
IV.18	Temps de retour sur investissement (TRI)	62
IV.19	Scénarios de défaillance partielle du système	62

IV.19.1	<i>Un récupérateur sur trois hors service</i>	62
IV.19.2	<i>Deux récupérateurs sur trois hors service</i>	63
IV.20	<i>Discussion des résultats</i>	64
IV.21	<i>Améliorations proposées et perspectives d'optimisation</i>	66
IV.21.1	<i>Optimisation des performances thermiques</i>	67
IV.21.2	<i>Réduction de l'encrassement (Fouling)</i>	68
IV.21.3	<i>Optimisation des pertes de charge</i>	69
IV.21.4	<i>Intégration d'un système de régulation (By-pass)</i>	69
IV.21.5	<i>Valorisation de la chaleur résiduelle</i>	69
IV.21.6	<i>Mise en place d'un système de monitoring avancé</i>	70
IV.22	<i>Synthèse des améliorations</i>	70
IV.23	<i>Synthèse des résultats</i>	71
IV.24	<i>Conclusion</i>	72

Liste des figures

Figure I.1 : Les éléments des turbines à gaz	5
Figure I.2 : Schéma de classification des turbines à gaz	6
Figure I.3 : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres	7
Figure I.4 : Mode de travail des turbines à gaz	8
Figure I.5 : Représentation des cycles ouvert et fermé	9
Figure I.6 : Cycle de Brayton	11
Figure I.7 : Turbine à gaz MS5002C	14
Figure I.8 : Chaleur dégagée par une turbine à gaz	15
Figure I.9 : Cycle combiné	16
Figure I.10 : Énergie du régénérateur	17
Figure II.1 : Principe de récupération de chaleur sur les gaz d'échappement	22
Figure II.2 : Perte d'énergie dans une turbine à gaz	22
Figure II.3 : Échangeur tubulaire à faisceau et calandre	24
Figure III 1 : Types de transfert de chaleur [16]	1
Les principales classifications sont décrites ci-dessous représentés sur la (Figure III 2) :	1
Figure III 2 : Configurations d'écoulement dans les échangeurs de chaleur [16] [17]	1
Figure III 3 : schéma d'un échangeur tubulaire [17] [6]	1
Figure III 4 : Profils de temperature dans un echangeur [6]	1
Figure III 5 : Courbes caracteristiques NTU [23]	1
Figure III 6 : Phenomene d'encrassement [21]	1
Figure III 7 : Système de compensation de dilatation [17]	1
Figure III 8 : Diagramme de conception [23]	1
Figure IV.1 : Circuit de l'huile chaude dans l'unité GPL2	46
Figure IV.2 : Position du récupérateur dans le procédé	47
Figure IV.3 : Évolution de l'énergie récupérée en fonction du débit	57
Figure IV.4 : Évolution de l'énergie récupérée en fonction de la température	57

Figure VI 5 : Comparaison de la consommation de combustible avec et sans récupération de chaleur ..	1
Figure VI 6 : Economies annuelles de combustible dans l'unité GPL2	1
Figure VI 7 : Réduction des émissions de CO2 grâce au système de récupération	1
Figure VI 8 : Evolution de la température de l'huile chaude dans le procédé GPL2	1
Figure VI 9 : Carte 3D de l'énergie récupérée en fonction de Tsortie et de débit.....	1
Figure VI 10: Energie récupérée en fonction de la température de sortie	1
Figure VI 11 : Energie récupérée en fonction du débit de l'huile	1
Figure VI 12 : Gains potentiels des solutions d'optimisation proposées	1

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Caractéristiques techniques principales de la turbine MS5002C installée à l'unité GPL2	13
Tableau II.1 : Sources de pertes thermiques	21
Tableau II.2 : Comparaison des technologies de récupération de chaleur	24
Tableau II.3 : Caractéristiques du système de récupération	25
Tableau II.4 : Économies annuelles générées par le système	26
Tableau II.5 : Synthèse des performances et contraintes	28
Tableau III.1 : Modes de transfert de chaleur	30
Tableau III.2 : Classification des échangeurs de chaleur	33
Tableau III.3 : Avantages et inconvénients des échangeurs tubulaires	37
Tableau III.4 : Données d'entrée pour le dimensionnement de l'échangeur	43
Tableau IV.1 : Données d'entrée pour l'étude du système de récupération	49
Tableau IV.2 : Économie de combustible par train et pour l'unité	58
Tableau IV.3 : Synthèse des améliorations, impact estimé et complexité	70
Tableau IV.4 : Synthèse des résultats principaux	71

Liste des abréviations

A : Surface d'échange thermique (m^2)

API : American Petroleum Institute

ASME : American Society of Mechanical Engineers

BCL : Booster Centrifugal Compressor (type Nuovo Pignone)

C_p : Chaleur spécifique ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ou $\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$)

C_3 : Propane

C_4 : Butane

C_5^+ : Pentane et composés plus lourds

DCS : Distributed Control System

DLE : Dry Low Emission (combustion à faibles émissions)

DTML : Différence de température moyenne logarithmique (LMTD)

ε : Efficacité d'un échangeur de chaleur

E.S.D. : Emergency Shut Down (arrêt d'urgence)

GPL : Gaz de pétrole liquéfié

HRSG : Heat Recovery Steam Generator (générateur de vapeur à récupération)

IAP : Institut Algérien du Pétrole

I.C.S. : Information Control System

IPCC : Intergovernmental Panel on Climate Change

JGC : Japan Gasoline Corporation

k : Conductivité thermique ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)

LMTD : Logarithmic Mean Temperature Difference (voir DTML)

M€ : Million d'euros

M\$: Million de dollars américains

MS5002C : Modèle de turbine à gaz (General Electric / Nuovo Pignone)

NTU : Nombre d'unités de transfert

PCI : Pouvoir calorifique inférieur (kcal/kg ou kJ/kg)

P&ID : Piping and Instrumentation Diagram

ppm : Partie par million

R : Rapport des capacités thermiques (C_{min}/C_{max})

RHM : Raffinerie de Hassi Messaoud

Rf : Résistance d'encrassement (fouling)

TEMA : Tubular Exchanger Manufacturers Association

TIT : Turbine Inlet Temperature (température d'entrée turbine)

TRI : Temps de retour sur investissement

U : Coefficient global de transfert thermique ($W/m^2 \cdot K$)

UVC : Unité de valorisation des condensats

η : Rendement (thermique, global, de récupération, etc.)

ΔP : Perte de charge (Pa ou bar)

ΔT_{ml} : Différence de température moyenne logarithmique (voir DTML)

Nomenclatures

A : Surface d'échange thermique (m^2)

C_p : Chaleur spécifique à pression constante ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ou $\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$)

D : Diamètre (intérieur, extérieur, moyen) (m ou mm)

e : Épaisseur de la paroi du tube (m)

f : Coefficient de frottement (sans dimension)

G : Vitesse massique ($\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

H : Enthalpie massique (kJ/kg ou kcal/kg)

k : Conductivité thermique ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)

L : Longueur (d'un tube, équivalente) (m)

ṁ : Débit massique (kg/s ou kg/h)

N : Nombre (de tubes, de passes, etc.) (sans dimension)

NTU : Nombre d'unités de transfert (sans dimension)

Nu : Nombre de Nusselt (sans dimension)

P : Pression (absolue, différentielle) (Pa ou bar)

Pr : Nombre de Prandtl (sans dimension)

Q : Puissance thermique (flux de chaleur) (W, kW, MW ou kcal/h)

R : Rapport des capacités thermiques ($C_{\min} / C_{\max}$) (sans dimension)

R_f : Résistance d'encrassement (fouling) ($\text{m}^2\cdot\text{K/W}$)

Re : Nombre de Reynolds (sans dimension)

r_p : Rapport de compression (sans dimension)

T : Température ($^\circ\text{C}$ ou K)

U : Coefficient global de transfert thermique ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

V : Vitesse du fluide (m/s)

Symboles grecs

γ : Coefficient adiabatique (C_p/C_v) (sans dimension)

ΔP : Perte de charge (Pa, bar ou kPa)

ΔT_{ml} : Différence de température moyenne logarithmique (DTML) (K ou $^{\circ}\text{C}$)

ε : Efficacité d'un échangeur de chaleur (sans dimension)

ε : Émissivité (rayonnement) (sans dimension)

η : Rendement (thermique, global, de récupération) (%)

μ : Viscosité dynamique ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67\times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4$)

Indices

c : Côté chaud / combustion

f : Côté froid / fluide

g : Gaz d'échappement

i : Intérieur (côté tubes)

o : Extérieur (côté calandre)

e : Entrée (inlet)

s : Sortie (outlet)

1,2 : Points du cycle ou entrées/sorties

Résumé

Ce travail porte sur l'étude et l'évaluation d'un système de récupération de chaleur installé sur une turbine à gaz MS5002C au sein de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud. L'objectif est d'analyser les performances énergétiques du dispositif et de quantifier les gains économiques et environnementaux issus de la valorisation des gaz d'échappement. La démarche adoptée combine une analyse théorique et l'exploitation de données réelles de fonctionnement ainsi que des caractéristiques techniques des équipements. Les résultats montrent une puissance thermique récupérable d'environ 11,05 MW par train, permettant une réduction de la consommation de combustible d'environ 35 %, soit près de 1 050 kg/h. Cette récupération entraîne également une diminution des émissions de CO₂ estimée à 23 100 tonnes par an et par train, avec un gain économique annuel d'environ 2,1 millions de dollars. Le temps de retour sur investissement est évalué à 8,5 mois. Enfin, l'étude met en évidence que le rendement actuel du système reste inférieur à son potentiel optimal, ouvrant ainsi des perspectives d'amélioration de l'efficacité globale du procédé.

Mots-clés : récupération de chaleur, turbine à gaz, échangeur tubulaire, émissions de CO₂, GPL2.

Abstract

This work focuses on the study and evaluation of a heat recovery system installed on an MS5002C gas turbine within the GPL2 unit in Hassi Messaoud. The objective is to analyze the energy performance of the system and quantify the economic and environmental benefits resulting from the recovery of exhaust gases. The adopted approach combines a theoretical analysis with the use of real operating data and the technical characteristics of the equipment. The results show a recoverable thermal power of approximately 11.05 MW per train, leading to a reduction in fuel consumption of about 35%, equivalent to nearly 1,050 kg/h. This recovery also results in a reduction in CO₂ emissions estimated at 23,100 tons per year per train, with an annual economic gain of around 2.1 million dollars. The payback period is estimated at 8.5 months. Finally, the study highlights that the current efficiency of the system remains below its optimal potential, opening perspectives for improving the overall efficiency of the process.

Keywords: heat recovery, gas turbine, shell-and-tube heat exchanger, CO₂ emissions, GPL2.

ملخص

يتناول هذا العمل دراسة وتقييم نظام استرجاع الحرارة المركب على توربين غازي من نوع MS5002C ضمن وحدة GPL2 بحاسي مسعود. يهدف هذا البحث إلى تحليل الأداء الطاقوي للنظام وتقدير المكاسب الاقتصادية والبيئية الناتجة عن استرجاع حرارة غازات العادم. تعتمد المنهجية المعتمدة على الجمع بين التحليل النظري واستغلال بيانات تشغيل حقيقية إضافة إلى الخصائص التقنية للمعدات. أظهرت النتائج إمكانية استرجاع قدرة حرارية تقدر بحوالي 11.05 ميغاواط لكل خط، مما يسمح بتقليل استهلاك الوقود بنسبة تقارب 35%، أي ما يعادل حوالي 1050 كغ/ساعة. كما يؤدي هذا الاسترجاع إلى خفض انبعاثات ثاني أكسيد الكربون بحوالي 23100 طن سنوياً لكل خط، مع تحقيق ربح اقتصادي سنوي يقدر بـ 2.1 مليون دولار. وقد تم تقدير فترة استرجاع الاستثمار بـ 8.5 أشهر. وأخيراً، أبرزت الدراسة أن كفاءة النظام الحالية تبقى أقل من المستوى الأمثل، مما يفتح المجال لتحسين الأداء الكلي للعملية .

الكلمات المفتاحية: استرجاع الحرارة، توربين غازي، مبادل حراري أنبوبي، انبعاثات CO₂ ، وحدة GPL2.



Introduction générale

Introduction générale :

Dans un contexte marqué par l'augmentation des besoins énergétiques et les préoccupations environnementales croissantes, l'amélioration de l'efficacité énergétique des installations industrielles constitue un enjeu majeur, notamment dans l'industrie pétrolière et gazière. Dans ce secteur, les turbines à gaz occupent une place importante grâce à leur capacité à convertir l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique avec une grande fiabilité et une bonne flexibilité de fonctionnement. Elles sont largement utilisées pour l'entraînement des compresseurs, des pompes et des générateurs électriques dans les unités de production et de traitement des hydrocarbures.

Malgré leurs performances, les turbines à gaz présentent des pertes énergétiques importantes sous forme de chaleur évacuée avec les gaz d'échappement. La valorisation de cette énergie thermique représente ainsi une solution efficace pour améliorer le rendement global des installations, réduire la consommation de combustible et limiter les émissions polluantes.

Dans cette perspective, les systèmes de récupération de chaleur permettent de réutiliser l'énergie contenue dans les gaz d'échappement pour différentes applications industrielles, notamment le préchauffage des fluides caloporteurs ou la production de vapeur. Ces systèmes contribuent à l'optimisation énergétique des unités industrielles et à la réduction des coûts d'exploitation.

Le présent travail porte sur une turbine à gaz de type MS5002C installée au niveau de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud. Afin de valoriser l'énergie thermique des gaz d'échappement, un système de récupération de chaleur utilisant des échangeurs tubulaires a été mis en place pour préchauffer l'huile caloporteuse alimentant le four H-231. Toutefois, lors de l'arrêt du récupérateur, le four doit assurer seul l'apport thermique nécessaire, ce qui entraîne une augmentation de la consommation de combustible ainsi que des émissions de CO₂.

Dans ce contexte, ce mémoire a pour objectif d'évaluer l'impact du système de récupération de chaleur sur les performances énergétiques de l'unité GPL2. L'étude s'intéresse particulièrement à l'analyse du fonctionnement du récupérateur, à l'évaluation des gains énergétiques et économiques réalisés, ainsi qu'à l'impact environnemental associé à son utilisation.

Introduction générale :

Pour atteindre ces objectifs, ce mémoire est structuré en quatre chapitres :

- Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5002C ;
- Chapitre II : Présentation du système de récupération de chaleur installé au niveau de l'unité GPL2 ;
- Chapitre III : Théorie du transfert thermique et dimensionnement des échangeurs tubulaires ;
- Chapitre IV : Étude de cas et analyse des performances énergétiques, économiques et environnementales du système étudié.

Enfin, une conclusion générale présentera les principaux résultats obtenus ainsi que des perspectives d'amélioration du système de récupération de chaleur étudié.

:

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5002C

1.1 Introduction

Les turbines à gaz occupent une place importante dans l'industrie pétrolière et gazière grâce à leur capacité à convertir l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique avec une grande fiabilité et flexibilité opérationnelle. Elles sont largement utilisées pour l'entraînement des compresseurs, des pompes et des générateurs électriques.

Ce chapitre présente les notions théoriques relatives aux turbines à gaz, notamment leur principe de fonctionnement, leurs principaux composants, leur classification ainsi que le cycle de Brayton. Une attention particulière sera accordée à la turbine MS5002C de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud, support principal de cette étude.

1.2 Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est une machine thermique rotative fonctionnant selon un cycle thermodynamique ouvert, dont le rôle est de convertir l'énergie chimique contenue dans un combustible en énergie mécanique par l'intermédiaire de l'énergie thermique produite lors de la combustion [4].

Son fonctionnement repose sur le cycle de Brayton et comprend trois transformations principales [5]:

- La compression de l'air ambiant dans un compresseur, entraînant une élévation de sa pression et de sa température ;
- La combustion du mélange air-combustible dans une chambre de combustion, générant des gaz chauds à haute énergie ;
- La détente des gaz brûlés à travers la turbine, produisant un travail mécanique transmis à l'arbre commun du système.

Une partie du travail mécanique produit sert à entraîner le compresseur, tandis que le surplus est disponible pour l'entraînement d'une charge externe telle qu'un compresseur industriel ou un alternateur [1].

1.3 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Le fonctionnement d'une turbine à gaz repose sur une succession continue de transformations thermodynamiques constituant le cycle de Brayton [5]. Ce cycle peut être décrit à travers trois phases fondamentales :

1. L'air ambiant est aspiré puis comprimé dans un compresseur, entraînant une augmentation significative de sa pression et de sa température. Cette transformation est idéalement isentropique, bien qu'en pratique elle soit polytropique en raison des irréversibilités internes [2].
2. L'air comprimé est ensuite dirigé vers la chambre de combustion où il est mélangé au combustible. La combustion se déroule à pression quasi constante (transformation isobare), produisant des gaz chauds à haute énergie thermique [3].
3. Les gaz brûlés sont enfin détendus dans la turbine. Cette détente, idéalement isentropique, permet la conversion de l'énergie thermique en travail mécanique. Une partie de ce travail est utilisée pour entraîner le compresseur, tandis que le reste constitue la puissance utile disponible pour l'entraînement d'une charge externe [6].

1.4 Les principaux composants d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz industrielle se compose essentiellement de trois éléments principaux représentés sur la (**Figure I 1**) [7] :

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

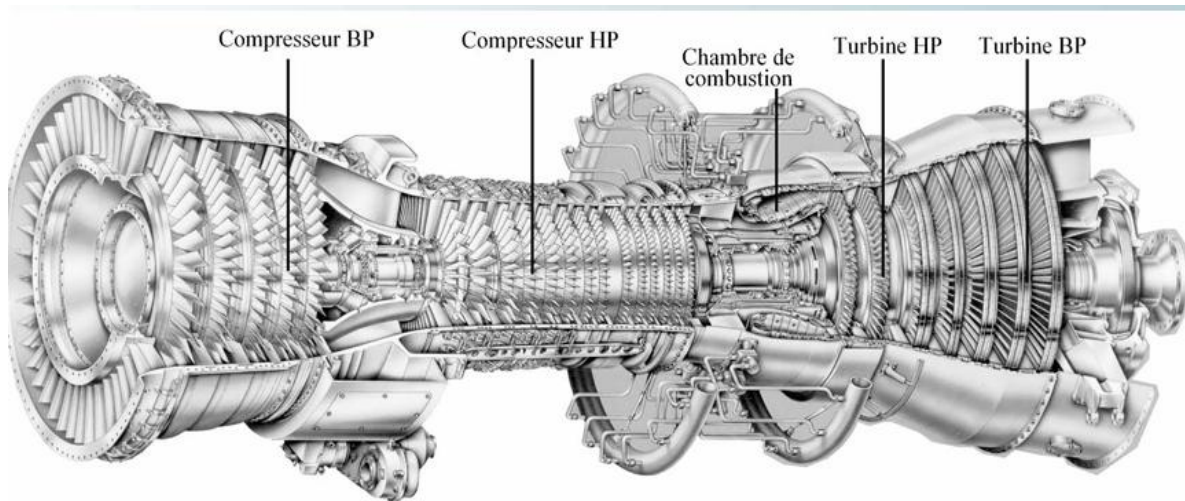


Figure I 1 : Les éléments des turbines a gaz [1]

I.5 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points représentés sur la **Figure I 2** [8]:

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique
- ✓ Par le mode de construction

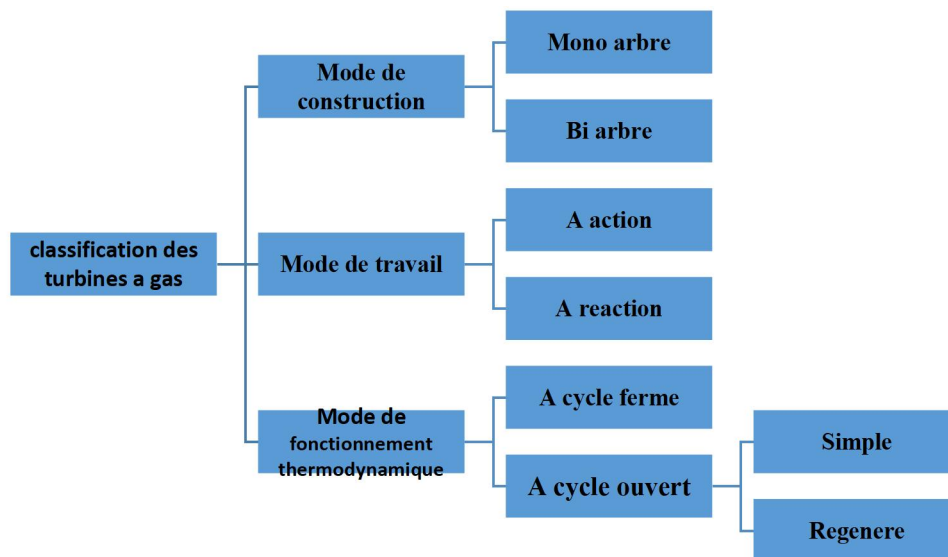


Figure I 2 : Schéma Classification des turbines à gaz [2]

I.5.1 Par le mode de construction

La classification des turbines à gaz peut également être établie selon leur mode de construction et leur architecture mécanique. Le choix du type dépend essentiellement de l'objectif d'utilisation et du régime de fonctionnement requis dans l'installation industrielle.

On distingue principalement trois grandes configurations représentées sur la (Figure I 3) [9] :

a) *Turbines mono-arbre*

Les turbines à un seul arbre, dites mono-arbre, sont constituées d'un unique arbre reliant le compresseur et la turbine de puissance. L'ensemble tourne à la même vitesse.

Ce type de configuration est particulièrement adapté aux applications nécessitant un fonctionnement à charge constante, notamment pour l'entraînement des alternateurs dans les centrales de production d'électricité. Leur conception simple assure une grande robustesse et une stabilité de fonctionnement.

b) *Turbines bi-arbres*

Les turbines à deux arbres, appelées bi-arbres, comportent deux ensembles mécaniquement distincts :

- ✚ Un premier arbre, dit générateur de gaz, assurant la compression et la production des gaz chauds.

- ✚ Un second arbre, appelé turbine libre, destiné à entraîner la charge.

Cette architecture permet une meilleure adaptation aux charges variables, telles que les pompes et les compresseurs centrifuges utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière. Elle offre une plus grande flexibilité opérationnelle et une meilleure performance dans les régimes transitoires.

La turbine MS5002C étudiée dans ce travail appartient à la catégorie des turbines industrielles bi-arbres, optimisées pour l'entraînement mécanique à charge variable dans les installations pétrolières.

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

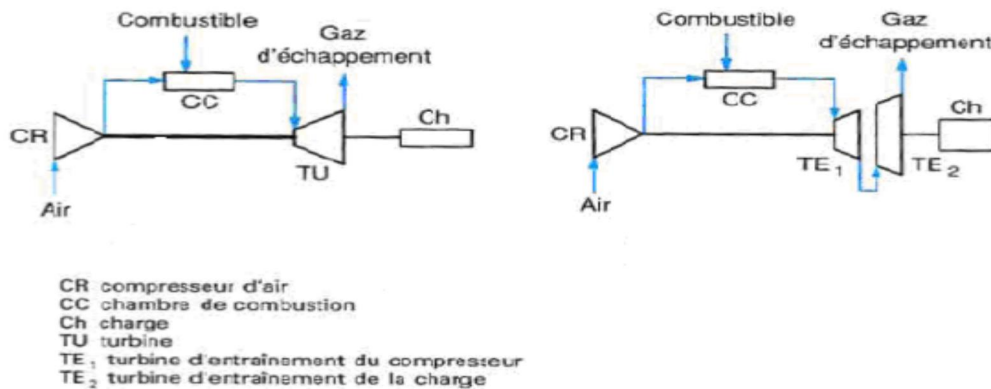


Figure I 3 : Turbines à gaz à un Arbre et à deux arbres [7]

I.5.2 Par le mode de travail

Les turbines peuvent également être classées selon le mode de transformation de l'énergie au niveau des aubages. On distingue principalement deux types : les turbines à action et les turbines à réaction représentés sur la (Figure I 4).

a) Turbine à action

Dans une turbine à action, l'énergie thermique des gaz est entièrement convertie en énergie cinétique au niveau des aubages fixes (directrices ou staturs).

Les gaz subissent alors une chute de pression uniquement dans la directrice, tandis que la pression reste pratiquement constante au passage dans la roue mobile.

Ainsi, la transformation énergétique dans la roue se fait principalement par variation de la vitesse du jet, sans variation significative de la pression statique.

Ce type de turbine se caractérise par un taux de réaction nul.

b) Turbine à réaction

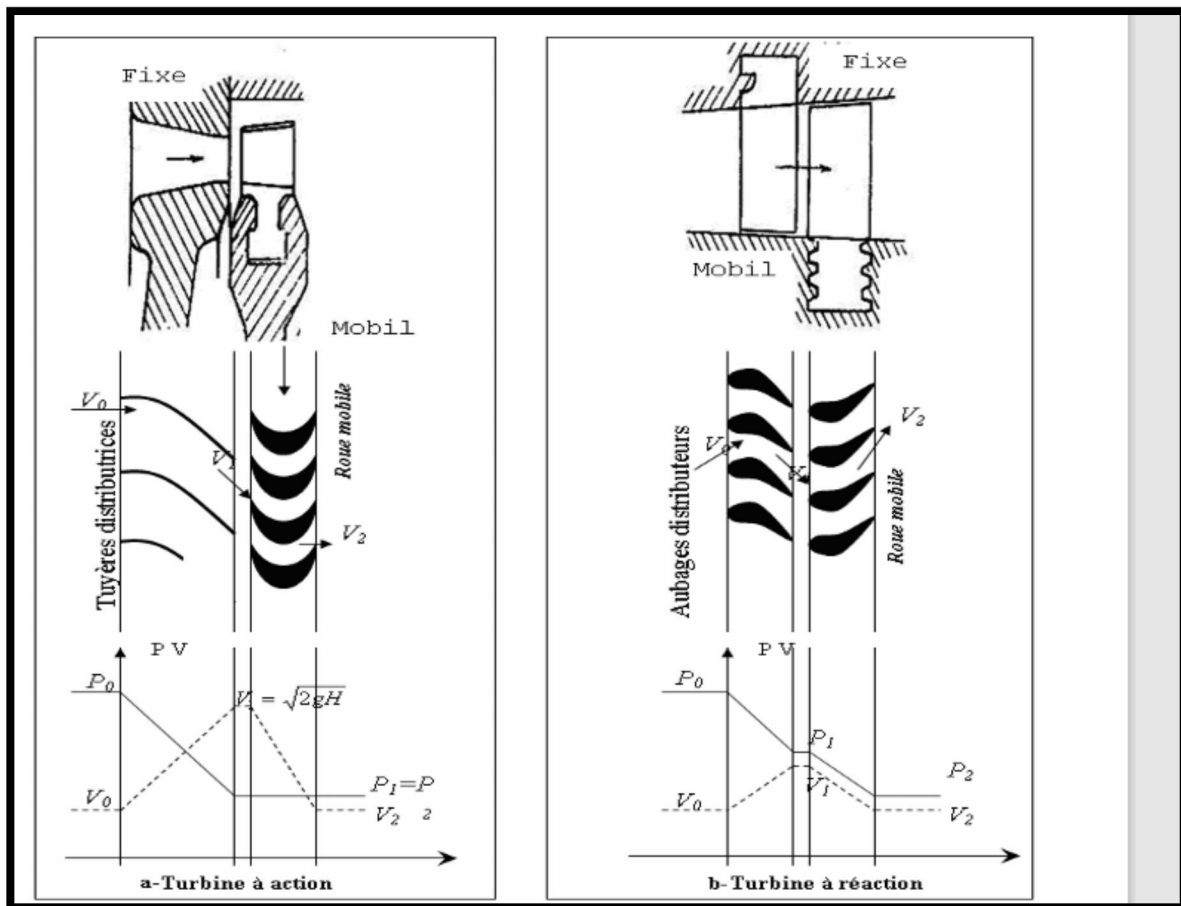
Dans une turbine à réaction, la transformation de l'énergie thermique s'effectue à la fois dans les aubages fixes et dans les aubages mobiles.

Contrairement à la turbine à action, une partie de la chute de pression se produit dans la roue mobile. Il existe donc une variation continue de la pression statique au cours de l'écoulement à travers l'étage.

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

Le comportement énergétique de ce type de turbine est caractérisé par le taux de réaction ε , défini comme le rapport entre la chute d'enthalpie dans la roue mobile et la chute d'enthalpie totale de l'étage.

Les turbines industrielles modernes, telles que la MS5002C, fonctionnent généralement selon un principe de réaction partielle afin d'optimiser le rendement aérodynamique et la stabilité mécanique [10].



I.5.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Du point de vue thermodynamique, les turbines à gaz peuvent être classées en deux grandes catégories selon la nature du cycle utilisé : le cycle ouvert et le cycle fermé représentés sur la (Figure I 5)

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

a) Turbine à gaz à cycle fermé

Dans une turbine à gaz à cycle fermé, le fluide de travail circule en circuit fermé et est réutilisé après chaque cycle.

Le fluide, généralement un gaz spécifique (hélium, azote ou air), est chauffé indirectement au moyen d'un échangeur thermique, puis détendu dans la turbine avant d'être refroidi et recomprimé.

Ce type de configuration permet un meilleur contrôle des conditions thermodynamiques, mais il reste moins répandu dans les applications industrielles pétrolières en raison de sa complexité.

b) Turbine à gaz à cycle ouvert

Dans une turbine à gaz à cycle ouvert, l'air ambiant est aspiré, comprimé, mélangé au combustible puis brûlé dans la chambre de combustion.

Les gaz issus de la combustion sont ensuite détendus dans la turbine avant d'être évacués directement dans l'atmosphère.

Ce type de cycle est le plus couramment utilisé dans l'industrie pétrolière et gazière en raison de sa simplicité, de sa robustesse et de son coût d'exploitation relativement faible.

La turbine MS5002C étudiée dans ce travail fonctionne selon un cycle ouvert, les gaz d'échappement étant directement dirigés vers le système de récupération de chaleur avant leur rejet dans l'atmosphère.

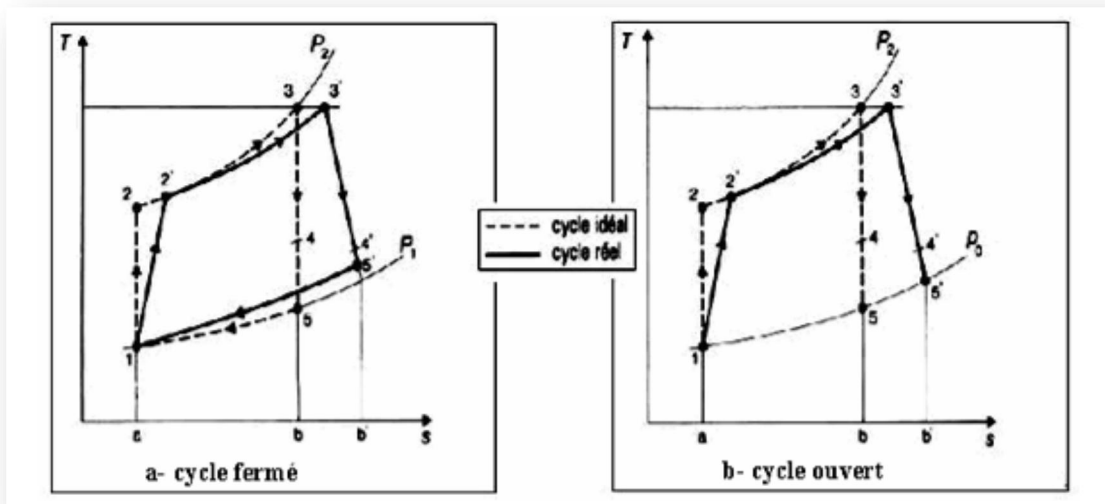


Figure I 5 : Représentation de cycle ferme et ouvert [3]

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

➤ Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

I.6 Avantages et inconvénients

I.6.1 Avantages

Les turbines à gaz présentent plusieurs avantages tels que :

- un démarrage rapide,
- une grande densité de puissance,
- une maintenance relativement simple,
- une compatibilité avec différents types de combustibles.

I.6.2 Inconvénients [11]

- Cependant, elles présentent également certaines limites :
- un rendement relativement faible en cycle simple,
- une sensibilité aux conditions ambiantes (température et pression de l'air),
- des coûts élevés pour les matériaux résistants aux hautes températures.

I.7 Domaines d'application

Les turbines à gaz sont largement utilisées dans [12]:

- la production d'électricité (centrales thermiques et cycles combinés),
- l'industrie pétrolière et gazière (compression et entraînement mécanique),
- l'aéronautique (moteurs à réaction),
- les installations offshores

I.8 Cycle thermodynamique de la turbine à gaz (Cycle de Brayton)

Le cycle thermodynamique associé à la turbine à gaz est le cycle de Brayton. IL comprend quatre transformations idéales représentés sur la (Figure I 6) :

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

- Compression isentropique de l'air dans le compresseur
- Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion
- Détente isentropique des gaz dans la turbine
- Rejet de chaleur à pression constante dans l'atmosphère

Ce cycle permet de décrire théoriquement le comportement énergétique de la turbine à gaz et constitue une base essentielle pour l'analyse des performances et des rendements

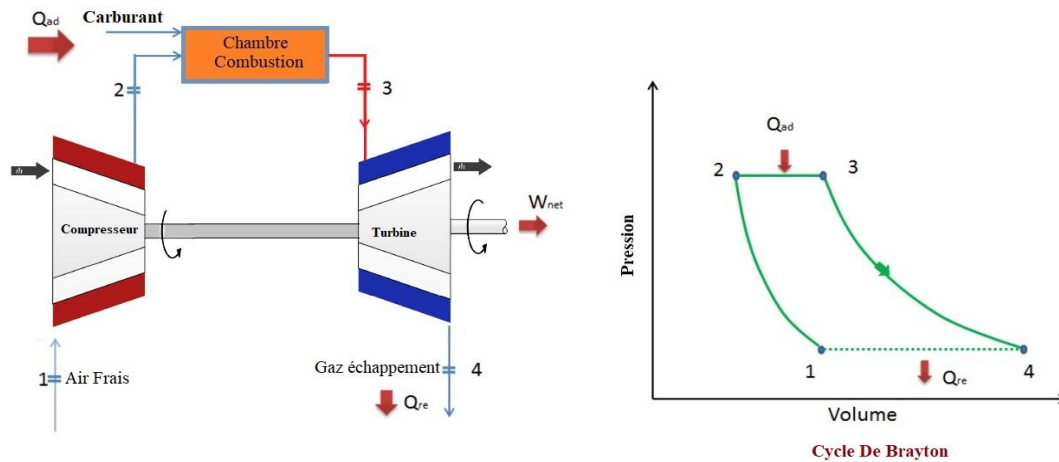


Figure I 6 : Le cycle Brayton [5]

I.9 Présentation de la turbine MS5002C

I.9.1 Généralités

La turbine étudiée dans le cadre de ce travail est une turbine à gaz industrielle de type bi-arbres, modèle MS5002C, conçue par General Electric et commercialisée également par Nuovo Pignone.

Appartenant à la famille des turbines de classe « Frame 5 », la MS5002C est destinée principalement aux applications d'entraînement mécanique (compresseurs, pompes) dans les secteurs pétrolier et gazier [11].

Elle fonctionne selon un cycle de Brayton ouvert et se caractérise par une architecture robuste adaptée au fonctionnement continu dans des environnements industriels sévères.

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

I.9.2 Architecture et configuration

La turbine MS5002c est constituée des éléments principaux suivants :

- Un compresseur axial multi-étage (16 étages)
- Une chambre de combustion annulaire comportant 12 brûleurs
- Une turbine à deux étages assurant la détente des gaz
- Deux arbres indépendants (générateur de gaz et turbine de puissance)

Cette configuration bi-arbres garantit une grande flexibilité opérationnelle et une adaptation optimale aux charges variables, typiques de l'entraînement des compresseurs centrifuges.

I.9.3 Caractéristiques techniques principales

La turbine MS5002C installée au sein de l'unité GPL2 présente les caractéristiques techniques suivantes [9] représentées sur la (**Tableau I.1**) :

Ces caractéristiques mettent en évidence la puissance significative de la turbine ainsi que le potentiel thermique important des gaz d'échappement, constituant la base technique de l'étude du système de récupération de chaleur développée dans les chapitres suivants.

Tableau I.1 : Caractéristiques technique principales de la turbine MS5002C installée à l'unité GPL2 [9]

<i>Paramètre</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>
<i>Modèle</i>	<i>MS5002</i>	-
<i>Fabricant</i>	<i>General Electric/ Nuovo Pignone</i>	-
<i>Puissance nominale</i>	<i>28.34</i>	<i>MW</i>
<i>Rendement thermique</i>	<i>28.8</i>	<i>%</i>
<i>Débit massique des gaz d'échappement</i>	<i>123.4</i>	<i>Kg/S</i>

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

<i>Rapport de compression</i>	8.8	-
<i>Vitesse de rotation</i>	4670	tr/min
<i>Consommation spécifique</i>	12470	KJ/KWh
<i>Nombre d'étages du compresseur</i>	16	-
<i>Nombre de chambre de combustion</i>	12	-
<i>Nombre d'étages de la turbine</i>	2	-
<i>Température des gaz d'échappement</i>	517	°C

I.10 Intégration dans l'unité GPL2

Au niveau de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud, la turbine MS5002C est utilisée pour l'entraînement des compresseurs centrifuges BCL 506 A dans la section boosting [13]. Les gaz d'échappement quittent la turbine à une température moyenne de 517 °C avec un débit massique d'environ 123,4 kg/s [9]. Ces paramètres confèrent à la machine un potentiel thermique significatif. Afin de valoriser cette énergie résiduelle, un système de récupération de chaleur basé sur un échangeur tubulaire a été installé sur la ligne d'échappement. Ce dispositif permet de préchauffer l'huile caloporteuse Torada TC32, dont la température est élevée de 170 °C à l'entrée de l'échangeur à 215 °C à sa sortie, avant son admission dans le four H-231. Cela contribue ainsi à la réduction de la consommation de combustible et à l'amélioration du rendement global du procédé.



Figure I 7 : turbine a gaz MS5002C [9]

I.11 Pertes thermiques et chaleur dégagée

Les gaz d'échappement d'une turbine à gaz quittent généralement le système à des températures élevées représentés sur la (Figure I 8) pouvant dépasser 400 °C. Cette chaleur représente une perte énergétique significative si elle n'est pas valorisée. La récupération de cette chaleur à l'aide d'échangeurs de chaleur permet d'améliorer considérablement le rendement global de l'installation et constitue une solution efficace dans les systèmes industriels modernes

Cette chaleur récupérée peut être utilisée pour la production de vapeur, le chauffage de fluides, ou intégrée dans des systèmes de cogénération ou de cycles combinés.

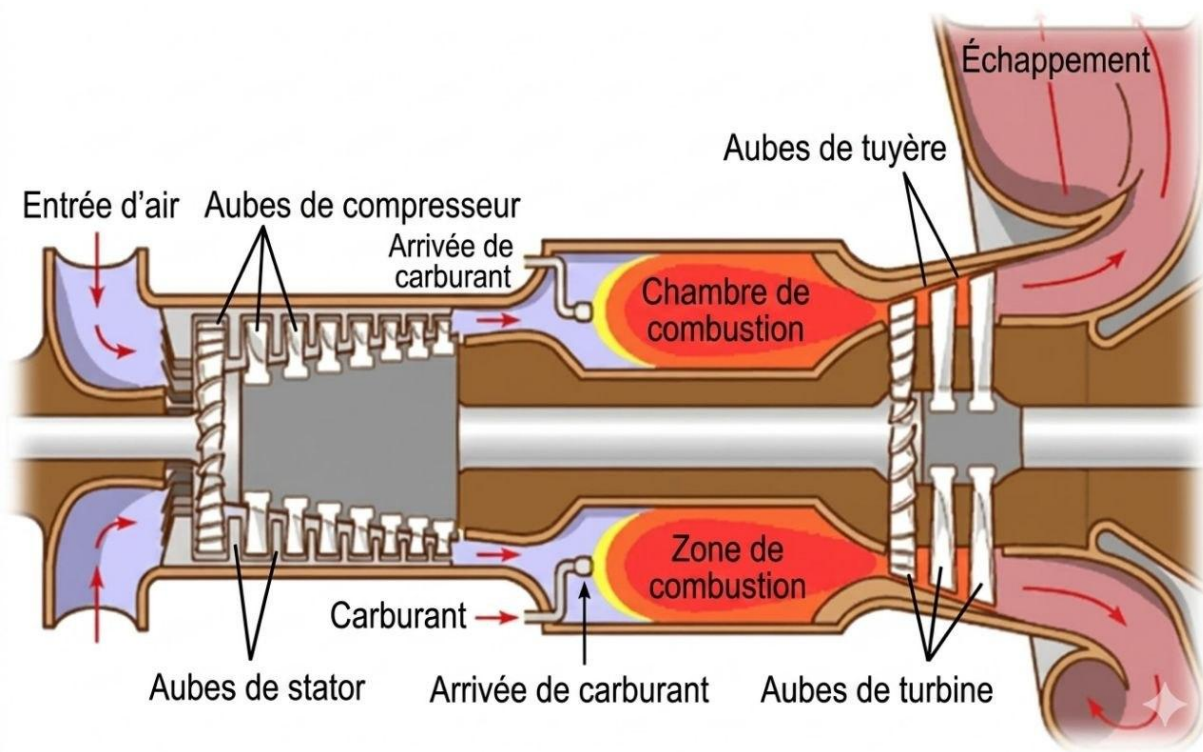


Figure I 8 : chaleur dégagée turbine à gaz [1]

1.12 Amélioration du rendement de la turbine à gaz

Le rendement thermique d'une turbine à gaz fonctionnant en cycle simple demeure relativement limité, généralement compris entre 30 % et 40 %, en raison des pertes énergétiques associées aux gaz d'échappement à haute température.

Afin d'améliorer les performances énergétiques globales, plusieurs solutions technologiques peuvent être mises en œuvre, parmi lesquelles le cycle combiné, la régénération thermique et l'optimisation des paramètres de fonctionnement.

I.12.1 Amélioration par le cycle combiné

Le cycle combiné consiste à associer une turbine à gaz à une turbine à vapeur dans une configuration intégrée représentée sur la (**Figure I 9**)

Les gaz d'échappement issus de la turbine à gaz, caractérisés par une température élevée, sont dirigés vers un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG – Heat Recoder Stream Génération). L'énergie thermique contenue dans ces gaz est utilisée pour produire de la vapeur sous pression, laquelle entraîne une turbine à vapeur couplée à un alternateur ou à une charge mécanique.

Cette configuration permet d'augmenter significativement le rendement global de l'installation, pouvant atteindre 55 à 60 %, grâce à la valorisation de l'énergie résiduelle des gaz d'échappement.

La puissance totale produite est :

$$P_{total} = P_{TAG} + P_{TV} \quad \text{I.1}$$

Le rendement global du cycle combiné est : $\mu_{cc} = P_{totale} / ((mf) \times PCI)$

Cette configuration permet d'atteindre des rendements globaux supérieurs à 55 %, ce qui représente une amélioration significative par rapport au cycle simple

Dans le cas de l'unité GPL2, la valorisation énergétique ne s'effectue pas par un cycle vapeur, mais par un système d'échange thermique permettant le préchauffage d'un fluide caloporteur, constituant une forme simplifiée de récupération de chaleur adaptée aux contraintes industrie"

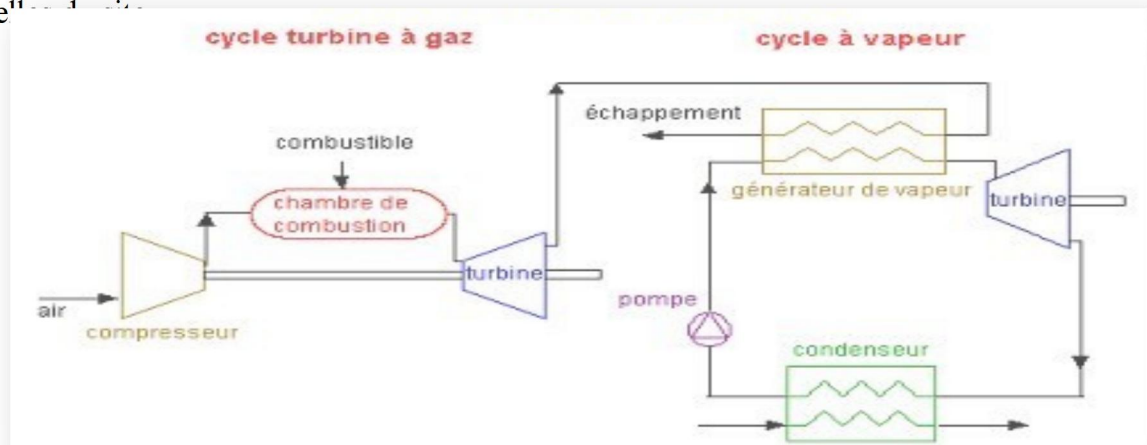


Figure I 9 : Le Cycle Combine [24]

I.12.2 Amélioration Par Régénération de la chaleur

La régénération thermique consiste représentés sur la (Figure I.10) à exploiter l'énergie contenue dans les gaz d'échappement afin de préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion.

Dans cette configuration, un échangeur de chaleur interne, appelé régénérateur ou récupérateur, est installé entre la sortie de la turbine et la sortie du compresseur. La chaleur récupérée permet de réduire la quantité de combustible nécessaire pour atteindre la température de combustion requise.

Ce procédé améliore ainsi le rendement thermique du cycle en diminuant les pertes énergétiques associées aux gaz d'échappement.

'Exprime par :

$$\mu_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad \text{I.2}$$

Où :

r_p : Rapport de compression

γ : Coefficient adiabatique

La régénération permet de réduire la consommation de combustible tout en augmentant le rendement global.

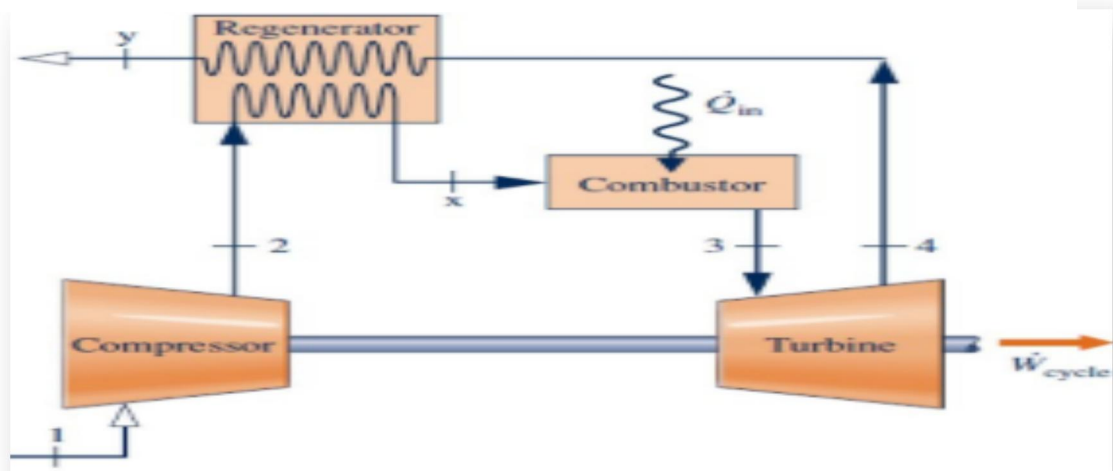


Figure I 10 : Énergie du régénérateur [10]

I.13 Influence des conditions opératoires

Les performances d'une turbine à gaz dépendent fortement des paramètres de fonctionnement.



Influence de la température :

L'augmentation de la température d'entrée turbine (TIT) améliore le travail spécifique produit. Toutefois, elle est limitée par la résistance des matériaux.



Influence de la pression :

L'augmentation du rapport de compression améliore le rendement thermique jusqu'à une valeur optimale.



Température ambiante :

Une température ambiante élevée réduit la densité de l'air aspiré, ce qui diminue la puissance produite.

I.14 Optimisation globale du rendement

L'amélioration du rendement de la turbine à gaz repose sur :

- ❖ L'augmentation contrôlée de la température d'entrée turbine
- ❖ L'optimisation du rapport de compression
- ❖ L'intégration du cycle combiné
- ❖ La récupération et la valorisation de la chaleur résiduelle

La combinaison de ces méthodes permet d'atteindre des rendements supérieurs à 60 % dans les centrales modernes

I.15 Conclusion

Ce chapitre a présenté les généralités relatives aux turbines à gaz, en mettant l'accent sur leurs principes de fonctionnement ainsi que sur leurs différentes classifications selon le mode de construction, le mode de travail et le mode de fonctionnement thermodynamique.

CHAPITRE I: Généralités sur les turbines à gaz et présentation de la turbine MS5001

Une attention particulière a été accordée à la turbine MS5002C, installée au sein de l'unité GPL2, afin de mettre en évidence ses caractéristiques techniques et son intégration dans le contexte industriel étudié.

Les principaux paramètres techniques de cette turbine, notamment le débit massique des gaz d'échappement (123,4 kg/s) et la température d'échappement (517 °C), constituent des données essentielles qui seront exploitées dans le chapitre IV pour quantifier l'énergie thermique récupérable et évaluer les performances du système de récupération de chaleur.

***CHAPITRE II: Généralités sur la récupération
de chaleur et système de l'unité GPL2***

II

II.1 Introduction

Dans un contexte mondial marqué par l'optimisation énergétique et la réduction des émissions polluantes, la valorisation des rejets thermiques représente une solution efficace pour améliorer les performances industrielles. Dans l'industrie pétrolière et gazière, les turbines à gaz, malgré leur grande fiabilité, rejettent une quantité importante d'énergie sous forme de chaleur à travers les gaz d'échappement en fonctionnement en cycle simple.

Ce chapitre présente les principes de la récupération de chaleur ainsi que l'étude du système installé au niveau de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud. [14] [3].

II.2 Définition de la récupération de chaleur

La récupération de chaleur consiste à capter et valoriser l'énergie thermique perdue représentée sur la (**Tableau II. 1**) au cours d'un procédé industriel afin de la réutiliser dans une application utile [6].

Dans une turbine à gaz fonctionnant en cycle ouvert, une part importante de l'énergie fournie par le combustible est évacuée sous forme de gaz d'échappement à haute température [2].

Dans le cas de la turbine MS5002C, les gaz quittent la turbine à :

- Température ≈ 517 °C
- Débit massique ≈ 123.4 kg/s

Ces paramètres confèrent aux gaz un potentiel énergétique considérable, constituant la base technique de l'étude de valorisation développée dans ce travail.

Sources de chaleur perdue dans une turbine à gaz

Une turbine à gaz industrielle présente plusieurs sources de pertes thermiques [8].

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

Tableau II. 1 : Source de pertes thermiques [1]

<i>Source de perte</i>	<i>Localisation</i>	<i>Potentiel de récupération</i>
<i>Gas d'échappement</i>	<i>Sortie turbine</i>	<i>Très élevé</i>
<i>Pertes par convection</i>	<i>Parois externes</i>	<i>Faible</i>
<i>Pertes par rayonnement</i>	<i>Chambre de combustion</i>	<i>Moyen</i>
<i>Circuit de refroidissement</i>	<i>Huile / air</i>	<i>Moyen</i>

L'analyse énergétique montre que les gaz d'échappement représentent la fraction dominante des pertes thermiques totales dans un cycle simple [10], ce qui en fait la source prioritaire pour toute stratégie de récupération.

Les raisons sont :

- Température élevée
- Débit massique important
- Disponibilité continue
- Accessibilité directe en sortie turbine

II.3 Principe de la récupération de chaleur

La récupération de chaleur repose représentés sur la (**Figure II 1**) et (**Figure II 2**) sur le transfert thermique entre deux fluides à températures différentes sans mélange direct [6].

Les mécanismes mis en jeu sont :

- Convection entre les gaz chauds et la paroi métallique
- Conduction à travers la paroi
- Convection entre la paroi et le fluide caloporteur

À haute température, le rayonnement thermique peut également contribuer de manière significative [15].

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

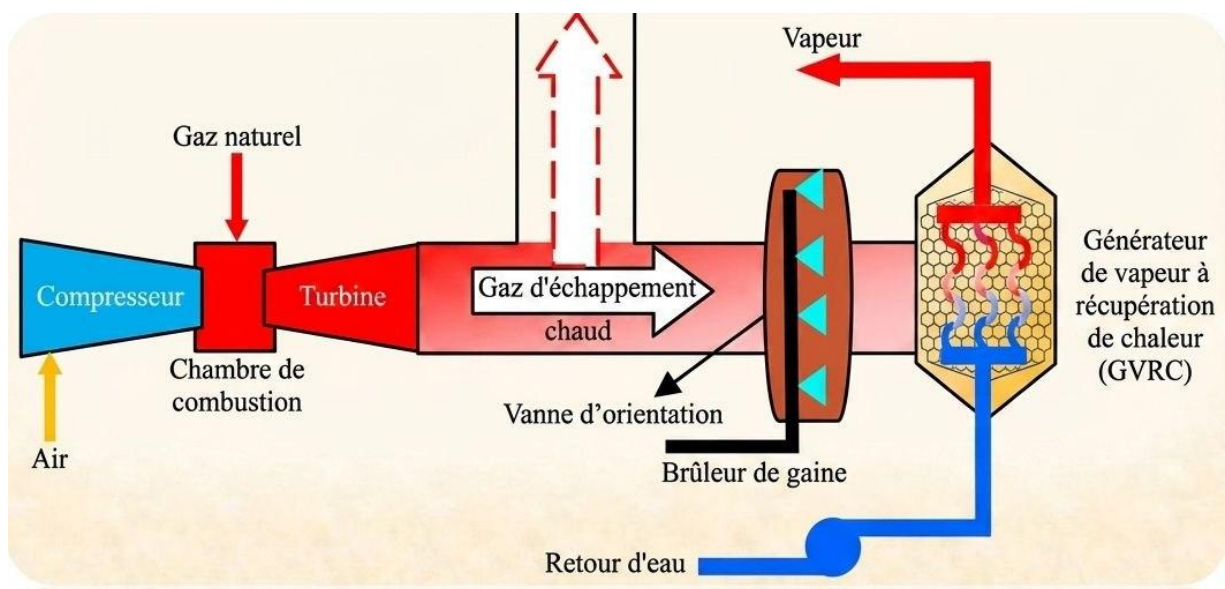


Figure II 1 : Principe de récupération de chaleur sur gas d'échappement [18]

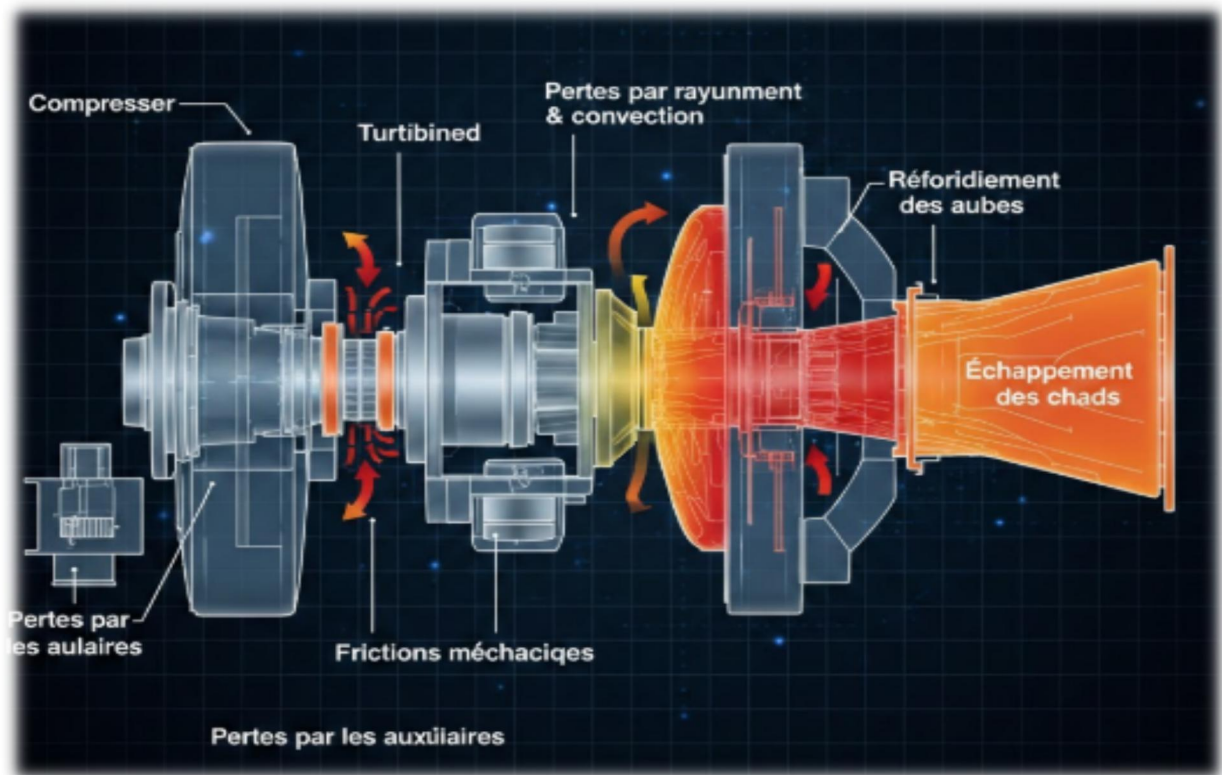


Figure II 2 : Perte d'énergie dans turbine à gas [8]

II.4 Technologies de récupération de chaleur

Le tableau ci-dessous compare les principales technologies utilisées pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Il présente leur principe de fonctionnement, leurs avantages et leurs inconvénients. Ces informations permettent de justifier le choix de l'échangeur tubulaire pour l'unité GPL2, qui sera étudié dans ce mémoire représentés sur la (**Tableau II. 2**) :

Tableau II. 2 : Comparaison des technologies [16]

Type	Principe	Avantages	Inconvénients
Echangeur tubulaire	Faisceau de tube dans calandre	Robuste, haute température	Encombrant
HRSG	Production de vapeur	Rendement élevé	Complexe
Echangeur à plaques	Plaques superposées	Compact	Limite en T
Echangeur à ailettes	Surface augmentée	Transfert amélioré	Sensible au fouling

II.5 L'échangeur tubulaire

L'échangeur tubulaire, ou échangeur à faisceau et calandre, constitue la solution la plus adaptée aux hautes températures industrielles [17].

Il se compose de représentés sur la (Figure II 3) :

- Faisceau de tubes
- Calandre cylindrique
- Chicanes augmentant la turbulence

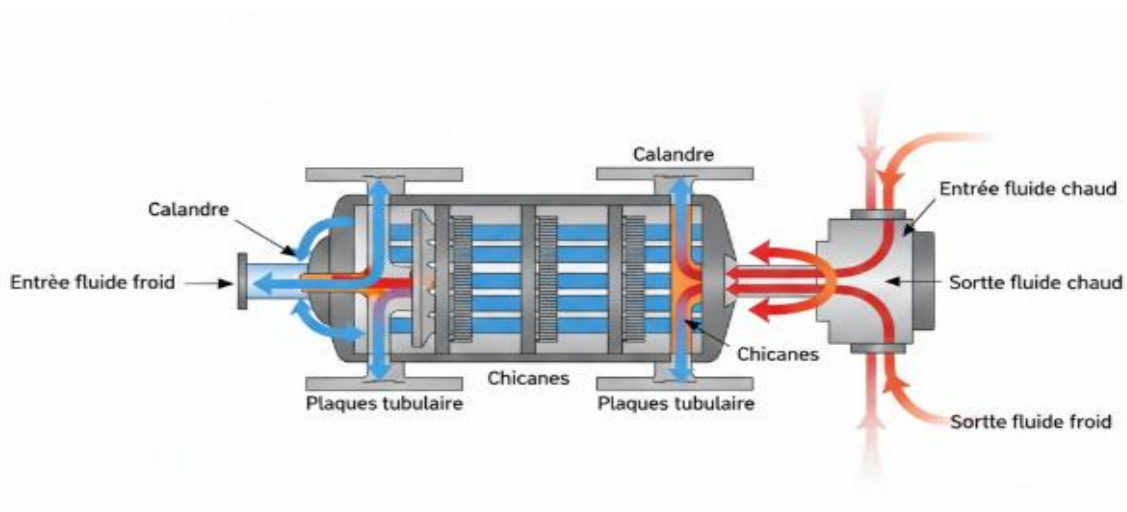


Figure II 3 : Echangeur tubulaire a faisceau et calandre [17]

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

II.6 Système de récupération de l'unité GPL2

II.6.1 Description générale

L'unité GPL2 de Hassi Messaoud est équipée de récupérateurs installés sur les gaz d'échappement des turbines MS5002C [13].

Ces échangeurs permettent de préchauffer l'huile caloporteuse Torada TC32 avant son entrée dans le four H-231 [13] et avec les valeurs indiquées dans la (Tableau II. 3).

Tableau II. 3 : Caractéristique du système [13]

<i>Paramètre</i>	<i>Valeur</i>
<i>Nombre de récupération</i>	<i>4</i>
<i>Type</i>	<i>Tubulaire à ailettes</i>
<i>Débit d'huile</i>	<i>380 t/h</i>
<i>Température entrée</i>	<i>170°C</i>
<i>Température sortie</i>	<i>215°C</i>
<i>Surface d'échange</i>	<i>425m²</i>

II.6.2 Intégration dans le procédé

Le fonctionnement s'effectue en circuit fermé [13] :

- 1) Huile à 170 °C → récupérateur
- 2) Gaz à 517 °C côté calandre
- 3) Huile chauffée à 215 °C
- 4) Passage au four H-231 → 285 °C
- 5) Alimentation des rebouilleurs
- 6) Retour au ballon tampon

II.6.3 Analyse énergétique et environnementale

II.6.4 Économie de combustible

Sans récupération : 3 023 kg/h

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

Avec récupération : 1 973 kg/h

Économie : 1 050 kg/h ($\approx 35\%$)

II.6.5 Réduction des émissions [18]

- ✓ CO₂ évité : 2 887,5 kg/h
- ✓ Soit $\approx 23\,100$ tonnes/an

II.7 Analyse économique

Hypothèse : prix moyen du gaz combustible industriel = 0,25 \$/kg [19].

Le tableau ci-dessous présente les gains économiques générés par le système de récupération de chaleur. Il compare les résultats obtenus pour un seul train de production et pour l'ensemble de l'unité (3 trains). L'économie de combustible horaire et annuelle ainsi que le gain horaire et annuel sont calculés sur la base d'un prix du gaz industriel de 0,25 \$/kg et de 8 000 heures de fonctionnement par an représentés sur la (Tableau II. 4).

Tableau II. 4 : Economies annuelles [13]

<i>Poste</i>	<i>Par train</i>	<i>3 trains</i>
<i>Economie combustible</i>	1050 Kg/h	3150 Kg/h
<i>Gain horaire</i>	\$ 262,5	\$ 787,5
<i>Gain annuel (8000h)</i>	2,1 M\$	6,3 M\$

Temps de retour sur investissement estimé : moins d'un an.

II.8 Analyse critique du système de récupération

II.8.1 Avantages

Le système de récupération de chaleur installé au sein de l'unité GPL2 présente des avantages énergétiques et économiques significatifs. En exploitant les gaz d'échappement à haute température issus de la turbine MS5002C, il permet de valoriser une énergie qui serait autrement dissipée dans l'atmosphère.

Cette valorisation se traduit par une réduction substantielle de la charge thermique du four H-231, entraînant une diminution directe de la consommation de combustible. L'amélioration du rendement énergétique global de l'installation contribue également à la réduction des émissions de CO₂ et à l'optimisation des coûts d'exploitation [20].

Par ailleurs, le système repose sur une technologie éprouvée (échangeur tubulaire à ailettes), reconnue pour sa robustesse et son adaptation aux environnements industriels sévères. Il constitue ainsi une solution techniquement fiable et économiquement rentable pour l'optimisation thermique du procédé.

II.8.2 Contraintes techniques majeures

Malgré ses performances énergétiques, le système de récupération impose certaines contraintes techniques qui doivent être prises en considération lors du dimensionnement et de l'exploitation.

➤ *Pertes de charge*

L'installation d'un échangeur sur la ligne des gaz d'échappement introduit une résistance supplémentaire à l'écoulement. Cette perte de charge peut affecter le fonctionnement de la turbine [17] en augmentant la pression en sortie et en réduisant légèrement son rendement. Une conception inadéquate pourrait compromettre la stabilité du régime de fonctionnement.

➤ *Encrassement (Fouling)*

L'encrassement constitue l'une des principales causes de dégradation des performances thermiques. Les dépôts de suies, particules imbrûlées et produits de corrosion sur les surfaces d'échange augmentent la résistance thermique et diminuent le coefficient global de transfert U [21]. À long terme, cela entraîne une baisse du rendement du récupérateur et nécessite des opérations de nettoyage périodiques.

➤ *Corrosion*

La présence éventuelle de composés soufrés dans les gaz d'échappement peut conduire à des phénomènes de corrosion, notamment si la température des gaz descend en dessous du point de rosée acide [22]. Le respect des températures minimales de fonctionnement et le choix de matériaux résistants sont donc essentiels pour garantir la durabilité de l'équipement.

➤ *Dilatation thermique*

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

Les écarts importants de température entre les gaz chauds et l'huile caloporteuse engendrent des contraintes mécaniques dues à la dilatation thermique des matériaux [17]. Une conception appropriée doit intégrer ces effets afin d'éviter les fissurations, les déformations ou les défauts d'étanchéité

Synthèse technique

L'analyse précédente met en évidence que le système de récupération de chaleur de l'unité GPL2 constitue une solution thermiquement pertinente et énergétiquement efficace. La valorisation des gaz d'échappement à haute température permet une amélioration significative du rendement global du procédé, tout en réduisant la consommation spécifique de combustible du four H-231.

Cependant, les contraintes liées aux pertes de charge, à l'encrassement, à la corrosion et aux effets de dilatation thermique imposent une conception rigoureuse ainsi qu'un suivi opérationnel continu. L'optimisation du système repose donc sur un compromis entre performance thermique maximale et fiabilité mécanique à long terme [23].

II.9 Appréciation énergétique préliminaire

À titre indicatif, les gaz d'échappement de la turbine MS5002C, d'un débit d'environ 123.4 kg/s à 517°C, représentent un potentiel thermique considérable. La valorisation partielle de cette énergie permet de récupérer plusieurs mégawatts thermiques, réduisant ainsi significativement l'apport énergétique externe requis par le four H-231 [24].

II.10 Importance industrielle

Dans un contexte d'optimisation énergétique et de transition vers des procédés plus sobres en carbone, la récupération de chaleur constitue un levier stratégique pour l'industrie pétrolière et gazière. Elle permet d'améliorer la compétitivité des installations tout en répondant aux exigences environnementales croissantes [25] représentées sur la (**Tableau II. 5**).

Tableau II. 5 : Synthèse de la performance et contraintes

<i>Aspect</i>	<i>Impact</i>
<i>Performance énergétique</i>	<i>Réduction consommation combustible</i>
<i>Impact environnemental</i>	<i>Baisse émissions CO2</i>

CHAPITRE II: Généralités sur la récupération de chaleur et système de l'unité GPL2

<i>Contraintes techniques</i>	<i>Pertes de charge, fouling, corrosion</i>
<i>Exigence de maintenance</i>	<i>Nettoyage périodique</i>

L'ensemble des éléments présentés dans le tableau précédent permet de dégager une vision globale des performances et des contraintes du système étudié.

II.11 Conclusion

Ce chapitre a permis d'établir les bases théoriques et industrielles de la récupération de chaleur appliquée aux turbines à gaz.

L'analyse a montré que les gaz d'échappement de la turbine MS5001 représentent un potentiel énergétique significatif, exploité dans l'unité GPL2 par un système d'échange thermique permettant une réduction substantielle de la consommation de combustible et des émissions polluantes.

Les données présentées serviront de base aux calculs détaillés et à l'analyse de performances développées dans le chapitre IV.

*CHAPITRE III : Théorie du transfert de
chaleur et échangeurs tubulaires*

III

III.1 Introduction

La récupération de la chaleur issue des turbines à gaz repose sur le transfert d'énergie thermique entre les gaz d'échappement à haute température et un fluide caloporteur, au moyen d'échangeurs de chaleur. La maîtrise des mécanismes de transfert thermique ainsi que des méthodes de dimensionnement est essentielle pour analyser et optimiser les performances du système étudié dans l'unité GPL2.

Ce chapitre présente les principes fondamentaux du transfert de chaleur, les généralités sur les échangeurs thermiques, leurs méthodes de calcul, ainsi que les principaux phénomènes influençant leur efficacité, afin de constituer la base théorique de l'étude appliquée.

III.2 Les différents modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est le processus par lequel l'énergie thermique se déplace d'un corps à un autre sous l'effet d'une différence de température. On distingue principalement trois modes de transfert : la conduction, la convection et le rayonnement représentés sur la (**Tableau III 1**).

Tableau III 1 : Mode de transfert de chaleur [6] [15]

Mode	Mécanisme	Loi fondamentale
Conduction	<i>Transmission par contact dans un milieu solide</i>	<i>Loi de Fourier</i>
Convection	<i>Transfert par mouvement de fluide</i>	<i>Loi de newton</i>
Rayonnement	<i>Transfert par ondes électromagnétiques</i>	<i>Loi de Stefan-Boltzmann</i>

III.2.1 Conduction thermique

La conduction est le mode de transfert de chaleur qui s'effectue au sein d'un milieu matériel sans déplacement macroscopique de matière représentés sur la (**Figure III 1**) Elle est régie par la loi de Fourier.

Loi de Fourier :

$$q = -k \cdot A \cdot (dT/dx) \quad \text{III.1}$$

Avec :

- q : flux de chaleur (W)
- k : conductivité thermique du matériau (W/m·K)
- A : surface de transfert (m²)
- dT/dx : gradient de température (K/m)

Dans le cas d'une paroi plane d'épaisseur e , séparant deux milieux de températures T_1 et T_2 , l'expression devient :

$$q = (k \cdot A \cdot (T_1 - T_2)) / e \quad \text{III.2}$$

III.2.2 Convection thermique

La convection correspond au transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement représentés sur la (**Figure III 1**). Elle peut être :

Naturelle : due aux différences de densité liées à la température

Forcée : provoquée par un dispositif mécanique (pompe, ventilateur, etc.)

Elle est décrite par la loi de Newton.

Loi de Newton [6] :

$$q = h \cdot A \cdot (T_p - T_f) \quad \text{III.3}$$

Avec :

- ❖ h : coefficient de transfert thermique par convection (W/m²·K)
- ❖ T_p : température de la paroi (K)
- ❖ T_f : température du fluide (K)

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres, notamment :

- la nature du fluide

- la vitesse d'écoulement
- la géométrie de la surface
- les propriétés thermophysiques

III.2.3 Rayonnement thermique

Le rayonnement thermique est un mode de transfert d'énergie qui s'effectue par ondes électromagnétiques représentés sur la (**Figure III 1**). Contrairement aux autres modes, il ne nécessite pas de milieu matériel et peut se produire dans le vide.

Pour un corps noir, le flux thermique est donné par la loi de Stefan-Boltzmann [15] :

$$q = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad \text{III.4}$$

Pour un corps réel, on introduit l'émissivité ε :

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad \text{III.5}$$

Avec :

- ✓ $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
- ✓ ε : émissivité du matériau ($0 < \varepsilon < 1$)

Dans les échangeurs tubulaires, la convection constitue généralement le mode de transfert dominant. Toutefois, le rayonnement peut devenir significatif à haute température, notamment dans le cas des gaz d'échappement ($\approx 517^\circ\text{C}$) [8].

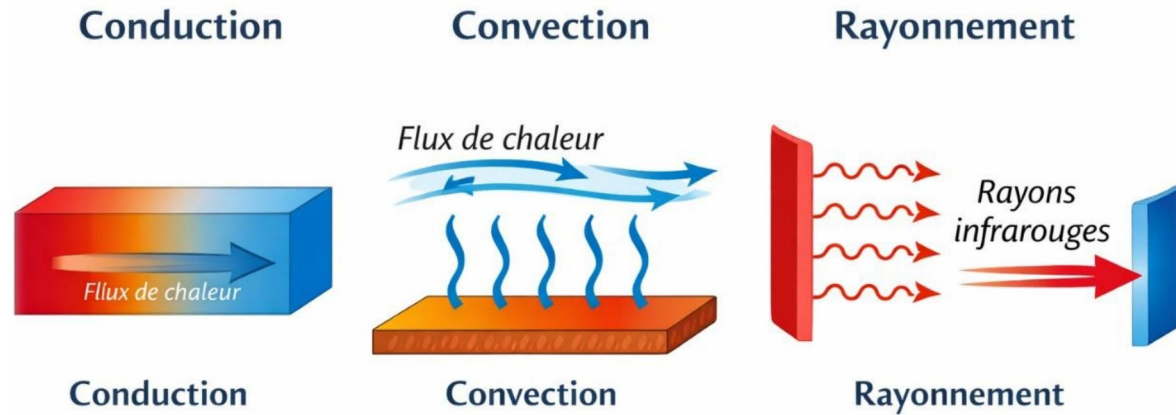


Figure III 1 : Types de transfert de chaleur [16]

III.3 Généralités sur les échangeurs de chaleur

III.3.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes, sans contact direct entre eux. Les deux fluides sont séparés par une paroi solide [16] à travers laquelle s'effectue le transfert thermique.

Ces équipements sont largement utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière pour améliorer l'efficacité énergétique des procédés.

III.3.2 Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères, comme résumé dans le tableau suivant représentés sur la (Tableau III 2) :

Tableau III 2 : Classification des échangeurs de chaleur [16] [23]

<i>Critère de classification</i>	<i>Types</i>
<i>Mode de contact</i>	<i>Contact direct/Contact indirect</i>
<i>Configuration d'écoulement</i>	<i>Courants parallèles/Contre-courant/Courants croisés</i>

Type de construction	Tubulaires/A plaques/A ailettes
----------------------	---------------------------------

Les principales classifications sont décrites ci-dessous représentés sur la (**Figure III 2**) :

➤ **Selon le mode de contact :**

- **Contact direct** : les fluides sont en contact et peuvent se mélanger
- **Contact indirect** : les fluides sont séparés par une paroi (cas le plus courant)

➤ **Selon la configuration des écoulements :**

- **Courants parallèles** : les fluides circulent dans le même sens
- **Contre-courant** : les fluides circulent en sens opposé (meilleure performance thermique)
- **Courants croisés** : les fluides circulent perpendiculairement

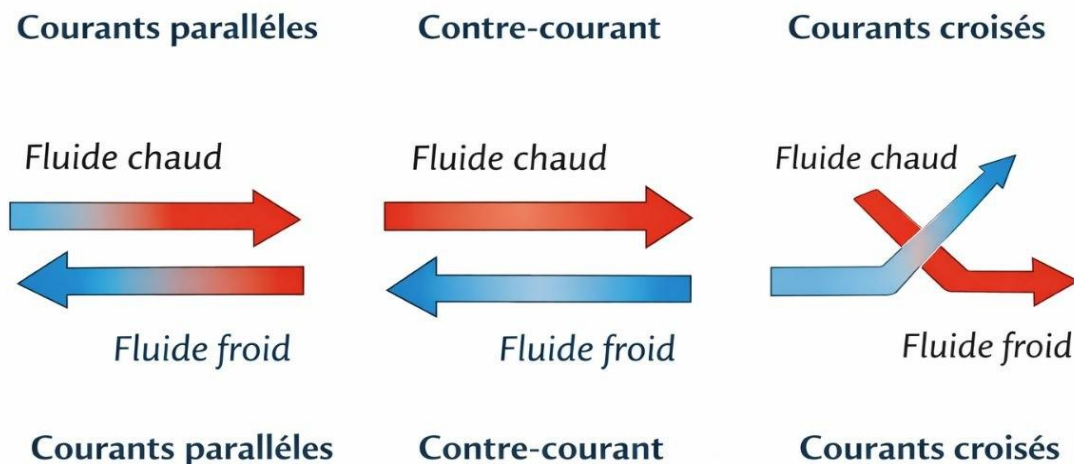


Figure III 2 : Configurations d'écoulement dans les échangeurs de chaleur [16] [17]

➤ **Selon le type de construction :**

- Échangeurs tubulaires (faisceau de tubes dans une calandre)
- Échangeurs à plaques
- Échangeurs à ailettes

Paramètres caractéristiques

Les performances d'un échangeur de chaleur sont caractérisées par plusieurs paramètres fondamentaux :

- **Surface d'échange (A)** : surface disponible pour le transfert thermique (m^2)
- **Coefficient global de transfert thermique (U)** : mesure globale de l'efficacité de l'échange ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- **Différence de température moyenne logarithmique (ΔT_m)** : force motrice du transfert thermique (K)
- **Efficacité (ε)** : rapport entre la chaleur réellement échangée et la chaleur maximale possible (%)
- **Nombre d'unités de transfert (NTU)** : paramètre sans dimension utilisé dans la méthode ε -NTU
- **Pertes de charge (ΔP)** : pertes de pression dues à l'écoulement des fluides (Pa) [16] [23]

Parmi les différents types d'échangeurs, les échangeurs tubulaires sont les plus utilisés dans l'industrie pétrolière...

III.4 Les échangeurs tubulaires

Parmi les différents types d'échangeurs, les échangeurs tubulaires sont les plus utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière en raison de leur robustesse [17] [20], de leur fiabilité et de leur capacité à fonctionner dans des conditions sévères de pression et de température.

III.4.1 Description générale

Les échangeurs tubulaires, également appelés échangeurs à faisceau de tubes, sont constitués d'un ensemble de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique appelée calandre [17]. Le principe de fonctionnement repose sur la circulation de deux fluides à températures différentes :

- Un fluide circule à l'intérieur des tubes
- L'autre circule dans la calandre autour des tubes
- Le transfert thermique s'effectue à travers la paroi des tubes, sans mélange des fluides.

Les principaux composants sont représentés sur la (**Figure III 3**) :

- La calandre (enveloppe externe)
- Le faisceau de tubes
- Les plaques tubulaires
- Les chicanes (baffles)
- Les orifices d'entrée et de sortie

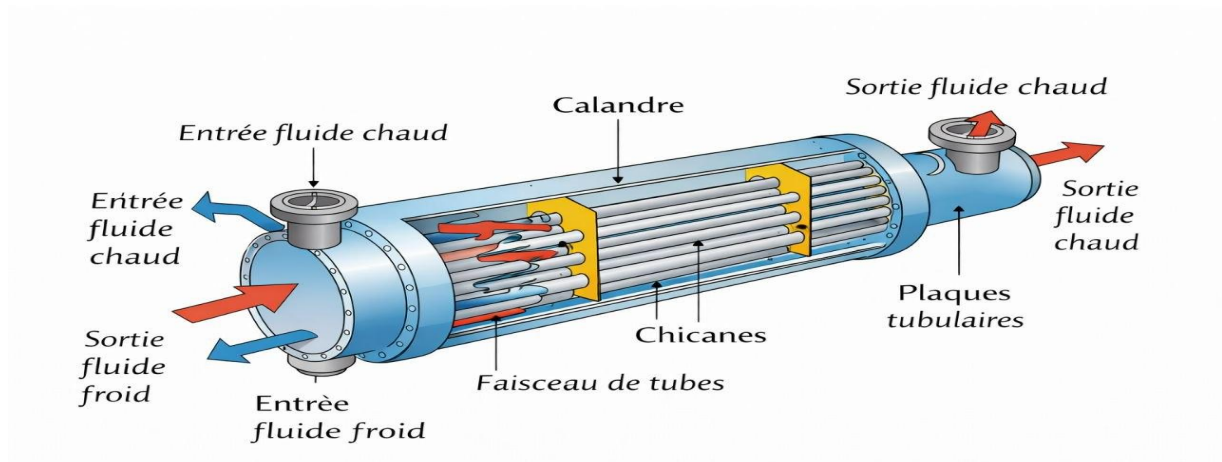


Figure III 3 : schéma d'un échangeur tubulaire [17] [6]

Cette figure illustre une coupe longitudinale d'un échangeur tubulaire. Elle met en évidence les différents éléments constitutifs tels que la calandre, le faisceau de tubes, les plaques tubulaires, les chicanes ainsi que les entrées et sorties des fluides.

Fonctionnement thermique

Le fonctionnement thermique d'un échangeur tubulaire repose principalement sur la convection des deux côtés (fluide chaud et fluide froid) et la conduction à travers la paroi des tubes.

Le flux thermique global peut être exprimé par [16] :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$$

III.6

Où :

 Q : puissance thermique échangée (W)

 U : coefficient global de transfert ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

 A : surface d'échange (m^2)

 ΔT_{ml} : différence de température moyenne logarithmique (K)

III.4.2 Avantages et inconvénients

Les échangeurs tubulaires présentent plusieurs avantages qui expliquent leur large utilisation industrielle, mais également certaines limites représentés sur la (**Tableau III 3**) :

Tableau III 3 : Avantages et inconvénients des échangeurs tubulaires [17] [20]

<i>Avantages</i>	<i>inconvénients</i>
<i>Grande robustesse mécanique</i>	<i>Encombrement important</i>
<i>Adaptés aux hautes pressions et températures</i>	<i>Coût d'investissement élevé</i>
<i>Facilité de maintenance</i>	<i>Pertes de charge significatives</i>
<i>Longue durée de vie</i>	<i>Sensibilité à l'encrassement</i>

III.5 Calcul thermique des échangeurs

III.5.1 Bilan thermique

Le bilan thermique permet de déterminer la quantité de chaleur échangée entre les deux fluides.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad \text{III.7}$$

Avec :

- $\dot{m}$: débit massique (kg/s)
- C_p : chaleur spécifique ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)
- $T_s - T_e$: variation de température

III.5.2 Coefficient global de transfert thermique

Le coefficient global de transfert thermique prend en compte l'ensemble des résistances thermiques :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{int}}} + R_{f,\text{int}} + \frac{e}{k} + R_{f,\text{ext}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} \quad \text{III.8}$$

Cette expression suppose que la surface d'échange est identique des deux côtés. Dans le cas d'un échangeur tubulaire réel, il convient de tenir compte du rapport des diamètres (D_o / D_i) .

III.5.3 Différence de température moyenne logarithmique (DTML)

La DTML est utilisée pour les échangeurs en régime permanent :

$$\Delta T_{\text{ml}} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad \text{III.9}$$

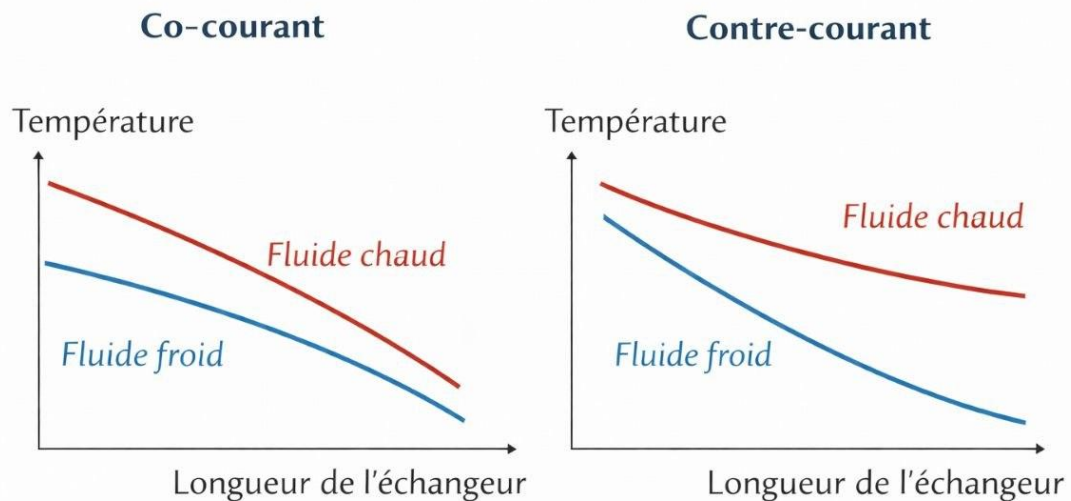


Figure III 4 : Profils de température dans un échangeur [6]

Cette figure présente l'évolution des températures des fluides chaud et froid le long de l'échangeur. Deux configurations sont représentées : le co-courant et le contre-courant représentés sur la (Figure III 4) . On observe que le contre-courant permet une meilleure efficacité thermique.

III.5.4 Méthode ϵ -NTU

Cette méthode est utilisée lorsque les températures de sortie ne sont pas connues représentés sur la (Figure III 5) .

$$\epsilon = Q / Q_{\max}$$

III.10

$$NTU = (U \cdot A) / C_{\min}$$

III.11

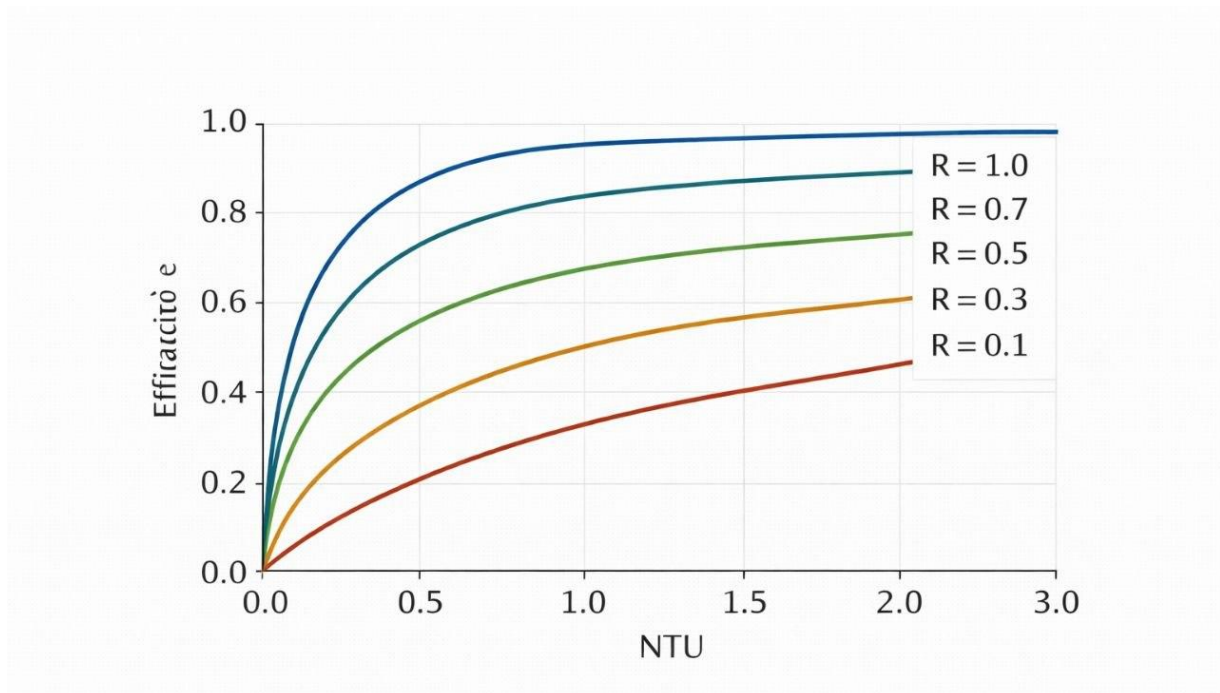


Figure III 5 : Courbes caractéristiques NTU [23]

Cette figure représente les courbes de l'efficacité ϵ en fonction du nombre d'unités de transfert NTU pour différentes valeurs du rapport des capacités thermiques R . représentés sur la

(Figure III 5).

III.6 Pertes de charge

Les pertes de charge correspondent à la diminution de pression due à l'écoulement des fluides dans l'échangeur.

Dans les tubes :

$$\Delta P = f \cdot (L/D) \cdot (\rho V^2 / 2)$$

III.12

III.7 Phénomènes particuliers

III.7.1 Encrassement (Fouling)

L'encrassement est causé par l'accumulation de dépôts sur les surfaces d'échange thermique, ce qui diminue les performances de l'échangeur [21].

Cette figure illustre la formation de dépôts sur la paroi interne d'un tube. Elle compare un tube propre à un tube encrassé, mettant en évidence la réduction du diamètre hydraulique et la diminution du transfert thermique représentés sur la **(Figure III 6)** :

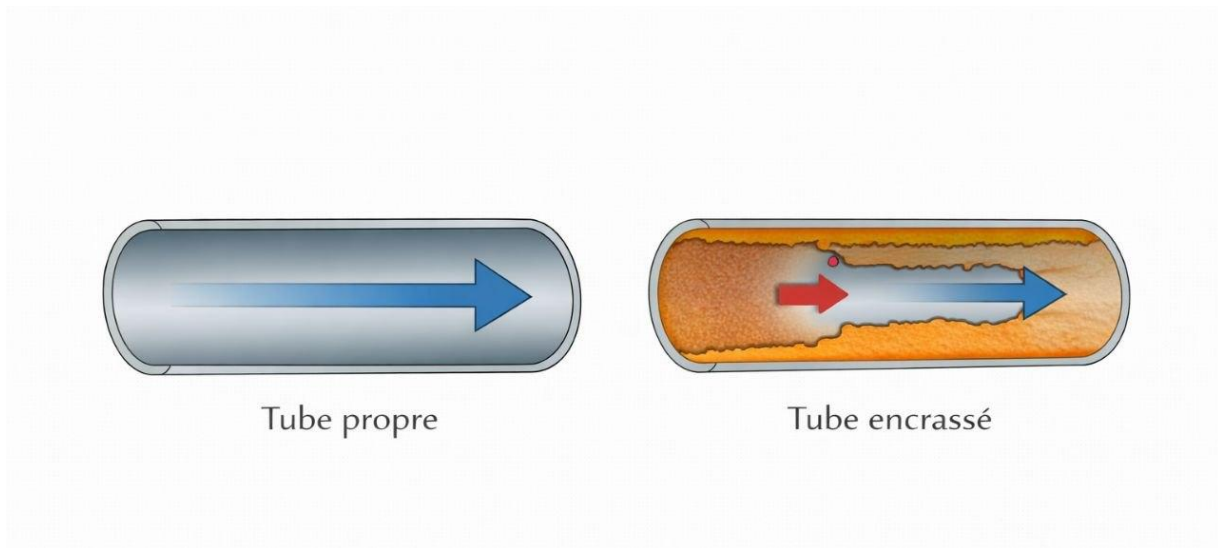


Figure III 6 : Phénomène d'encrassement [21]

III.7.2 Dilatation thermique

Les variations de température provoquent une dilatation des matériaux, générant des contraintes mécaniques importantes [17] représentés sur la **(Figure III 7)**.

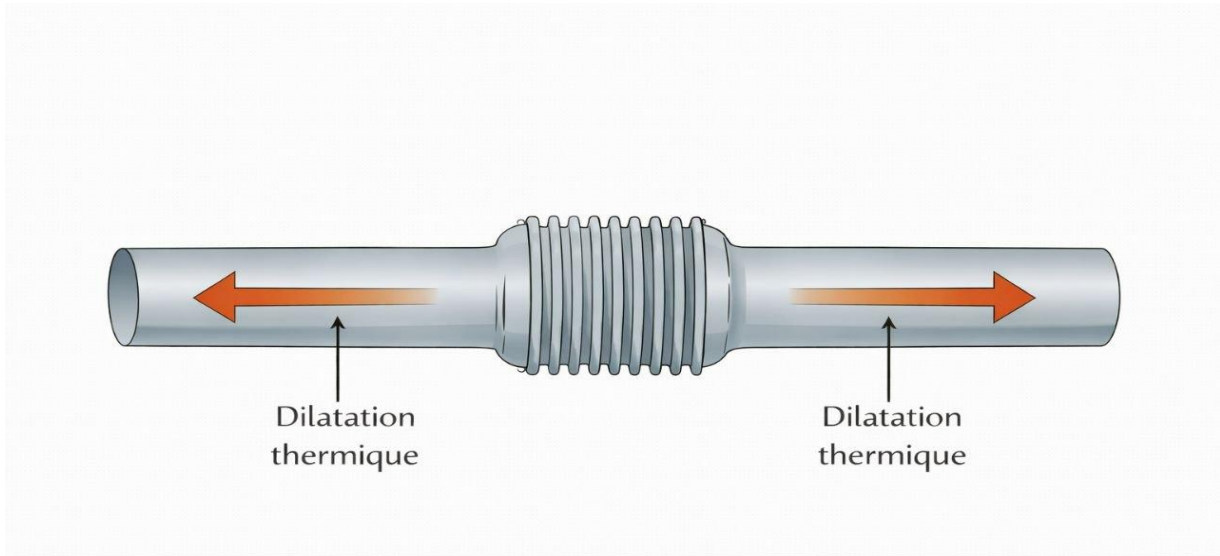


Figure III 7 : Système de compensation de dilatation [17]

Cette figure montre un dispositif de compensation (soufflet) permettant d'absorber les dilatations thermiques et d'éviter les contraintes mécaniques excessives représentés sur la (Figure III 7).

III.7.3 Méthodologie de conception

La conception d'un échangeur de chaleur suit une démarche structurée [17] [23] représentés sur la (Figure III 8) :

1. Collecte des données d'entrée
2. Établissement du bilan thermique
3. Choix du type d'échangeur
4. Estimation du coefficient U
5. Calcul de la surface d'échange
6. Dimensionnement géométrique
7. Vérification des pertes de charge
8. Optimisation du système

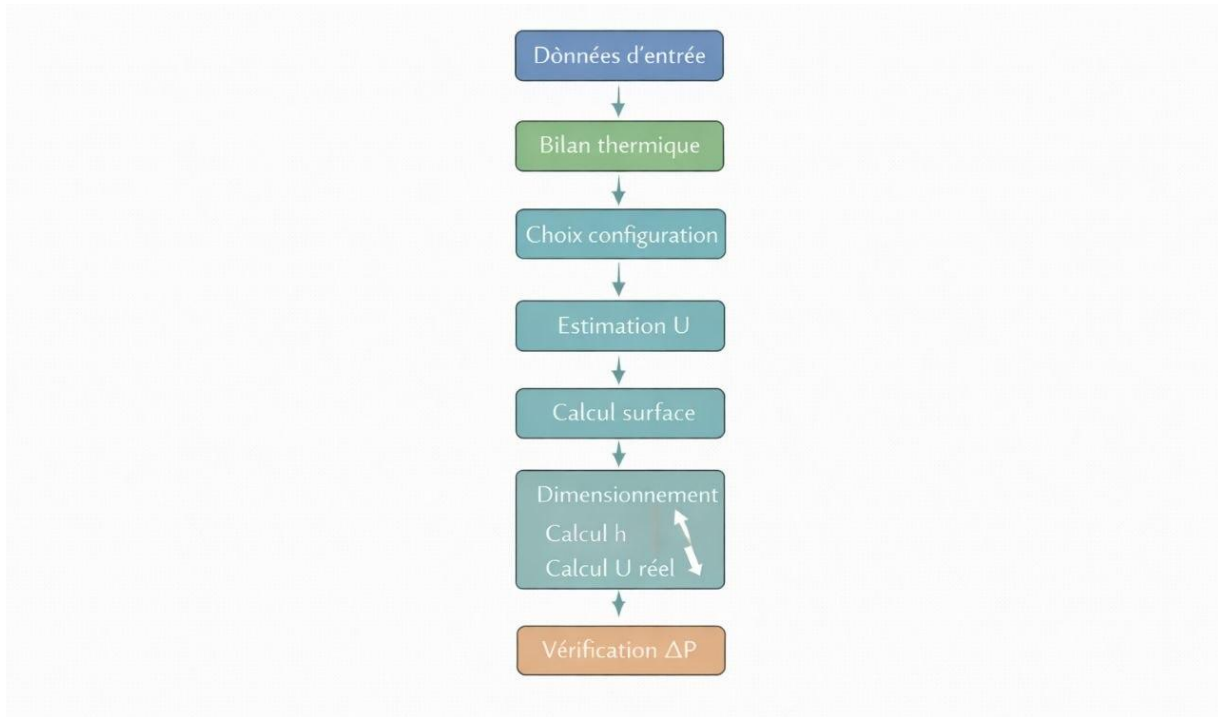


Figure III 8 : Diagramme de conception [23]

Cette figure présente un organigramme décrivant les différentes étapes de conception d'un échangeur de chaleur, depuis les données initiales jusqu'à l'optimisation finale représentés sur la (Figure III 8) :

III.8 Application à la turbine MS5002C et à l'unité GPL2

Dans le cadre de cette étude, les méthodes présentées dans ce chapitre seront appliquées à la turbine MS5002C [9] de l'unité GPL2.

Données d'entrée pour les calculs représentés sur la (Tableau III 4) :

Tableau III 4 : Données d'entrée pour dimensionnement de l'échangeur tubulaire (turbine MS5002C, unité GPL2) [13]

Unité	Valeur	Paramètre
Kg/s	123,4	Débit gaz
°C	517	Température gaz
t/h	380	Débit huile

°C	170	Température entrée huile
°C	215	Température sortie
m ²	425	Surface d'échange
-	100	Nombre de tubes
mm	168.3	Diamètre extérieur des tubes
mm	154	Diamètre intérieur des tubes

Ces données seront exploitées dans le chapitre IV pour vérifier les performances du système existant et quantifier l'économie de combustible réalisée.

III.9 Conclusion

Ce chapitre a présenté les bases théoriques nécessaires à la compréhension et au dimensionnement des échangeurs de chaleur tubulaires. Les principaux concepts abordés concernent les modes de transfert thermique, la classification des échangeurs, ainsi que leur description détaillée, incluant leurs caractéristiques, avantages et limites.

Les méthodes de calcul thermique, notamment le bilan énergétique, le coefficient global de transfert (U), la différence de température moyenne logarithmique (DTML) et la méthode ϵ -NTU, ont également été exposées, en plus des phénomènes influençant les performances tels que les pertes de charge et l'encrassement.

Ces éléments constituent la base théorique indispensable pour l'étude appliquée qui sera développée au chapitre suivant, en lien

***CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a
la turbine MS5002C de l'unité GPL2***

IV

IV.1 Introduction

. Dans ce chapitre, les concepts théoriques développés précédemment sont appliqués au cas réel de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud. L'étude porte sur l'analyse des performances du système de récupération de chaleur associé à la turbine à gaz MS5002C.

L'objectif est de quantifier l'énergie thermique récupérée, d'évaluer la réduction de la consommation de combustible et d'analyser l'impact environnemental du système à travers la diminution des émissions de CO₂. Une estimation du gain économique associé à ce système est également réalisée.

Cette analyse repose sur l'exploitation des données techniques et des paramètres d'exploitation de l'unité afin d'évaluer les performances énergétiques, environnementales et économiques du système étudié.

IV.2 Circuit de l'huile chaude dans l'unité GPL2

Avant de présenter les calculs, il est nécessaire de décrire le circuit de l'huile caloporteuse (Torada TC32) ainsi que son rôle dans le transfert thermique au sein de l'unité [13] représentés sur la (**Figure IV 1**). .

L'huile circule en boucle fermée. Elle quitte le ballon tampon D-231 à une température d'environ 170 °C, puis est dirigée vers les récupérateurs de chaleur (10-H-101 A/B/C/D), installés sur les lignes des gaz d'échappement des turbines à gaz MS5002C [9] [13] représentés sur la (**Figure IV 2**).

Au niveau de ces échangeurs tubulaires, l'huile est préchauffée de 170 °C à environ 215 °C grâce à l'énergie contenue dans les gaz chauds de la turbine, dont la température est de l'ordre de 517 °C selon le constructeur et atteint environ 543 °C en conditions réelles d'exploitation [13] . L'huile est ensuite refoulée par les pompes G-231 A/B/C vers le four H-231, où sa température est élevée jusqu'à 285 °C afin de satisfaire les besoins thermiques des équipements du procédé. À cette température, l'huile est distribuée vers plusieurs consommateurs principaux [20]: .

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

- ❖ le rebouilleur du dééthaniseur (E-209) ;
- ❖ le rebouilleur du débutaniseur (E-211) ;
- ❖ le rebouilleur du dépropaniseur (14-E-301) ;
- ❖ les réchauffeurs du gaz de régénération des sécheurs (E-201 A/B/C).

Après avoir cédé une partie de son énergie thermique, l'huile retourne au ballon tampon D-231 à une température d'environ 170 °C, assurant ainsi la continuité du cycle.

Ce circuit met en évidence le rôle essentiel du système de récupération de chaleur, qui permet de valoriser l'énergie des gaz d'échappement afin de préchauffer l'huile, réduisant ainsi la charge thermique du four H-231 et, par conséquent, la consommation de combustible.

CHAPITRE IV : Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

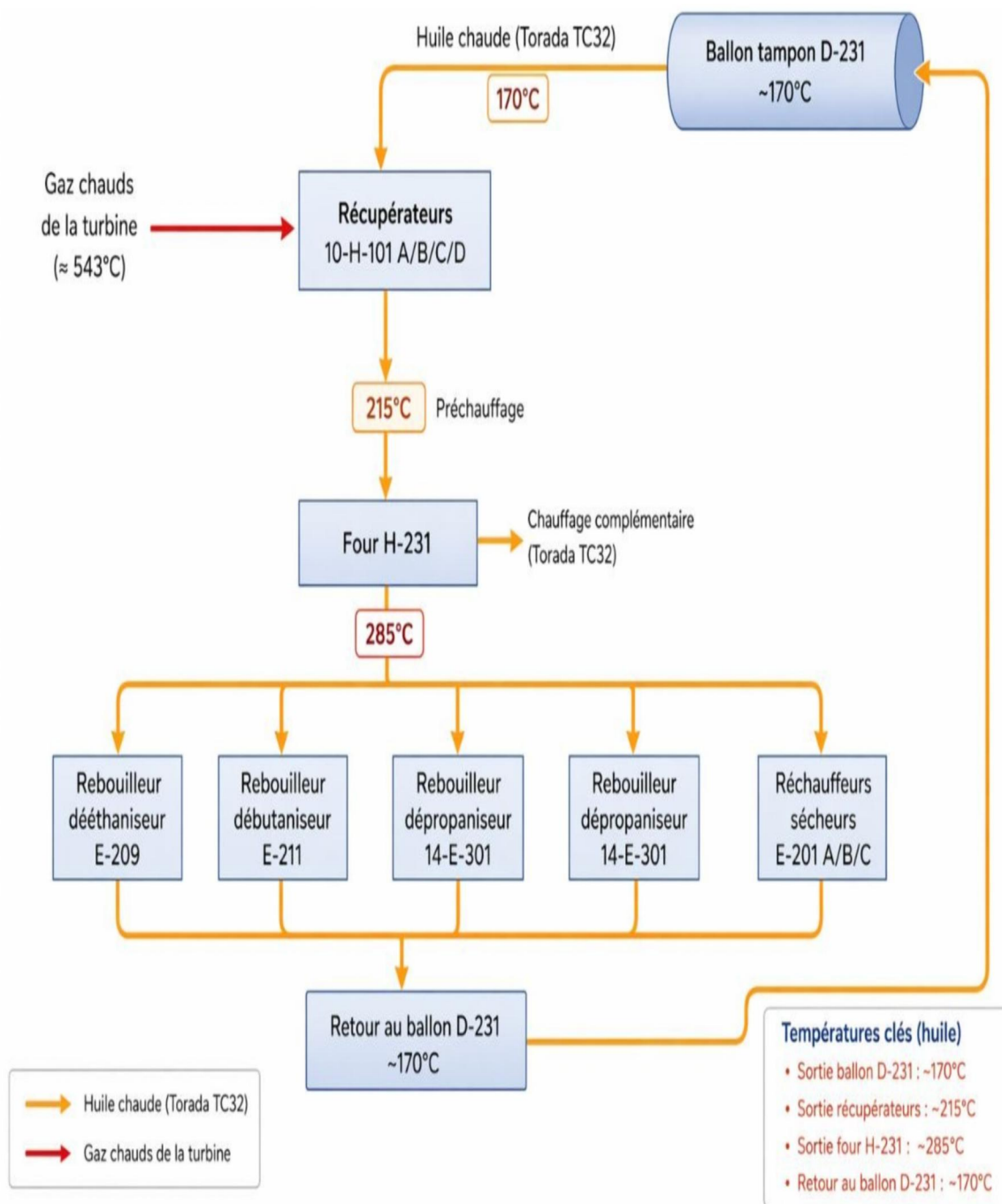


Figure VI 1 : Schéma simplifié du circuit

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

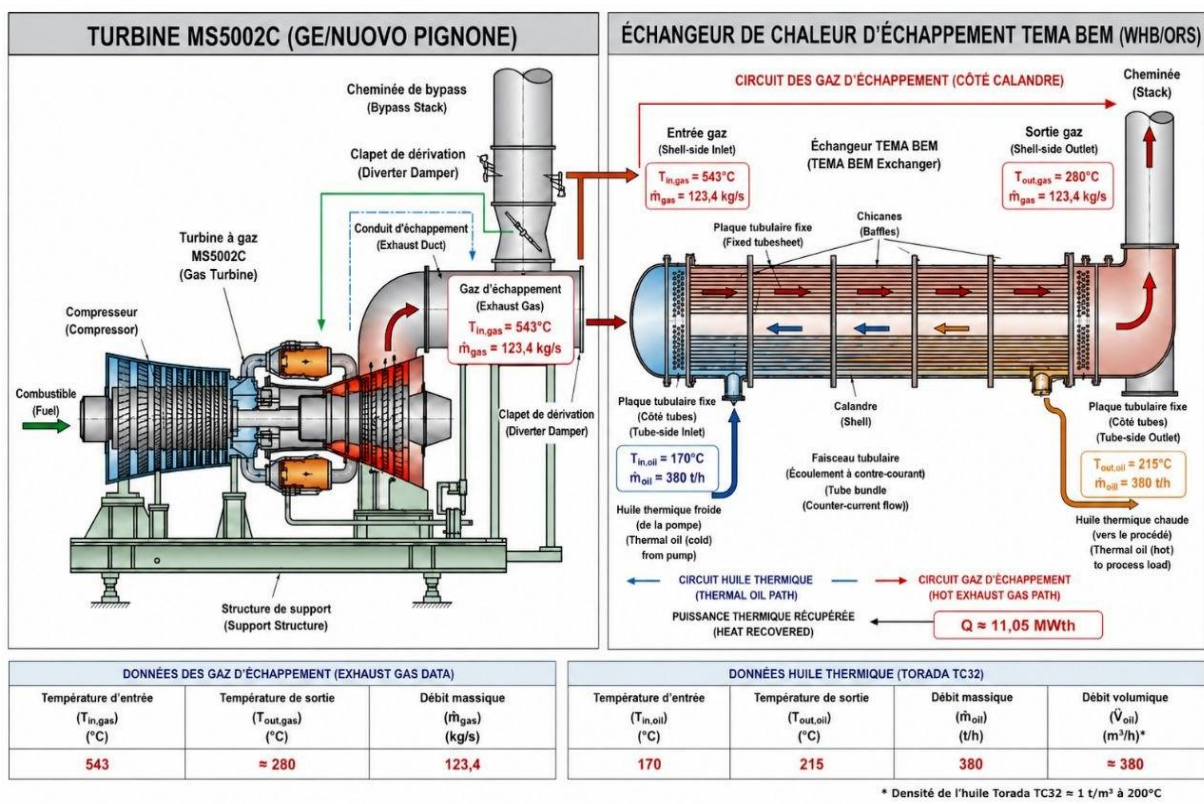


Figure VI 2 : Schema d'etaille de la recuperation de chaleur TEMA BEM installe sur la turbine MS5002C

IV.3 Position du récupérateur dans le procédé

Le récupérateur de chaleur est installé sur la ligne des gaz d'échappement de la turbine à gaz MS5002C, en amont de la cheminée. Il est positionné de manière à capter l'énergie thermique des gaz chauds sortant de la turbine [13].

L'huile caloporteuse (Torada TC32), en provenance du ballon tampon D-231 à une température d'environ 170 °C, traverse l'échangeur où elle est préchauffée jusqu'à 215 °C. Elle est ensuite envoyée vers le four H-231 pour atteindre sa température finale de 285 °C avant d'alimenter les différents consommateurs de l'unité.

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

IV.4 Données de l'étude

Tableau IV 1 rassemble l'ensemble des paramètres utilisés dans les calculs [13] [9].

Tableau IV 1 : Données d'entrée pour l'étude du système de récupération de chaleur

<i>Catégorie</i>	<i>Paramètre</i>	<i>Symbole</i>	<i>Valeur</i>	<i>Unité</i>
Turbine MS5002C	<i>Modèle</i>	—	<i>MS5002C</i>	—
Turbine MS5002C	<i>Puissance nominale</i>	P	28,34	<i>MW</i>
Turbine MS5002C	<i>Débit massique des gaz d'échappement</i>	$\dot{m}_g$	123,4	<i>kg/s</i>
Turbine MS5002C	<i>Température des gaz (constructeur)</i>	$T_{g,constr}$	517	<i>°C</i>
Turbine MS5002C	<i>Température des gaz (réelle)</i>	$T_{g,réel}$	543	<i>°C</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Débit massique (par train)</i>	$\dot{m}_h$	380	<i>t/h</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Température entrée récupérateur</i>	T_1	170	<i>°C</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Température sortie récupérateur</i>	T_2	215	<i>°C</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Enthalpie à 170 °C</i>	h_{170}	87	<i>kcal/kg</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Enthalpie à 215 °C</i>	h_{215}	112	<i>kcal/kg</i>
Huile (Torada TC32)	<i>Enthalpie à 285 °C</i>	h_{285}	157	<i>kcal/kg</i>

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

Four H-231	<i>Rendement thermique</i>	η_f	80	%
Four H-231	<i>Température sortie four</i>	T_4	285	°C
Combustible	<i>PCI massique</i>	PCI	10 832	kcal/kg
Combustible	<i>Facteur d'émission CO₂</i>	–	2,75	kg CO ₂ /kg fuel
Exploitation	<i>Heures de fonctionnement annuel</i>	H_{an}	8 000	h/an
Exploitation	<i>Prix du gaz</i>	P_{gaz}	0,25	\$/kg

(Figure VI 3) Présente un schéma simplifié du circuit de l'huile caloporteuse avec les températures moyennes relevées en régime permanent.

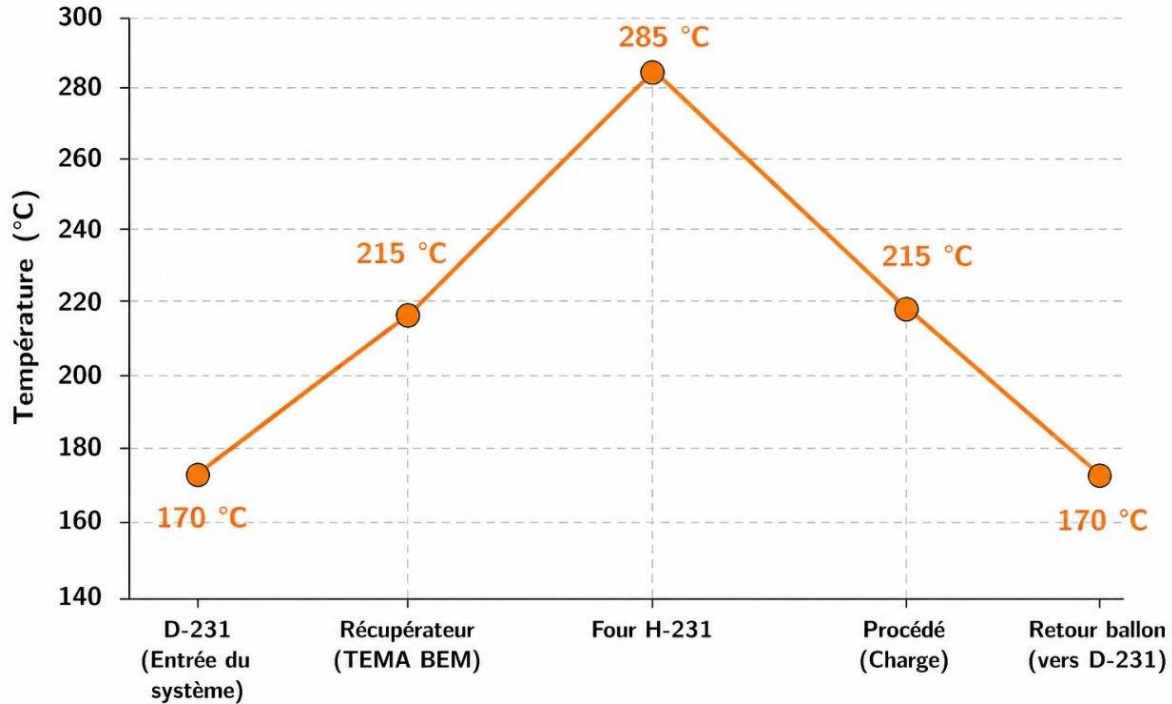


Figure VI 3 : Evolution de la température de l'huile chaude dans le procédé GPL2

(Figure VI 3) représente le trajet en boucle fermée de l'huile avec les températures moyennes en régime permanent (en °C). On observe que le récupérateur élève la température de l'huile de 170 °C à 215 °C, tandis que le four H-231 l'amène de 215 °C à 285 °C. Ce circuit démontre que le récupérateur assure une part importante du préchauffage, réduisant ainsi la charge thermique requise au four.

IV.5 Bilan thermique du récupérateur

La puissance thermique réellement récupérée par l'échangeur est donnée par [16] :

$$Q_{\text{recup}} = \dot{m}_h \cdot (h_{215} - h_{170}) \quad \text{IV.1}$$

Avec : $\dot{m}_h = 380 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 380000 \text{kg/h}$

Application numérique :

$$Q_{\text{recup}} = 380000 \times (112 - 87) = 9500000 \text{kcal/h}$$

Conversion en MW :

$$Q_{\text{recup}} = \frac{9500000}{860000} \approx 11.05 \text{ MW}$$

Cette puissance représente l'énergie thermique récupérée à partir des gaz d'échappement de la turbine et transférée à l'huile caloporteuse.

Elle permet de réduire directement la charge thermique du four H-231.

À l'échelle de 3 trains, la puissance récupérée atteint environ 33,15 MW.

IV.6 Énergie théoriquement disponible dans les gaz d'échappement

La puissance thermique disponible dans les gaz d'échappement de la turbine peut être estimée à l'aide de la relation suivante [6] :

$$Q_{\text{disp}} = \dot{m}_g \times C_{p_g} \times (T_g - T_1) \times 3,6 \quad \text{IV.2}$$

où :

$\dot{m}_g$ représente le débit massique des gaz d'échappement ;

C_{p_g} est la capacité calorifique des gaz ($\approx 0,27 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) ;

T_g est la température des gaz ;

T_1 est la température d'entrée de l'huile (170°C) ;

le facteur 3,6 permet la conversion en kW.

On suppose que la capacité calorifique des gaz C_{p_g} reste constante sur l'intervalle de température considéré.

IV.6.1 Cas des données constructeur ($T_g = 517^\circ\text{C}$)

En utilisant les données du constructeur, on obtient :

$$\begin{aligned} Q_{\text{disp}} &= 123,4 \times 0,27 \times (517 - 170) \times 3,6 \\ &= 123,4 \times 0,27 \times 347 \times 3,6 \\ &\approx 41\,620 \text{ kW, soit environ } 41,6 \text{ MW} \end{aligned}$$

IV.6.2 Cas réel ($T_g = 543\text{ °C}$)

En se basant sur la température réelle mesurée en exploitation, la puissance disponible devient :

$$\begin{aligned} Q_{\text{disp}} &= 123,4 \times 0,27 \times (543 - 170) \times 3,6 \\ &= 123,4 \times 0,27 \times 373 \times 3,6 \\ &\approx 44\,740\text{ kW, soit environ }44,7\text{ MW} \end{aligned}$$

IV.7 Rendement de récupération

Le rendement du système de récupération est défini par le rapport entre la puissance récupérée et la puissance disponible :

$$\eta_{\text{recup}} = Q_{\text{recup}} / Q_{\text{disp}} \quad \text{IV.3}$$

En utilisant la valeur réelle :

$$\eta_{\text{recup}} = 11,05 / 44,7 \approx 0,247, \text{ soit } 24,7\%$$

(Figure VI 4) Illustre l'écart entre l'énergie thermique disponible (Q_{disp}) et l'énergie effectivement récupérée (Q_{recup}).

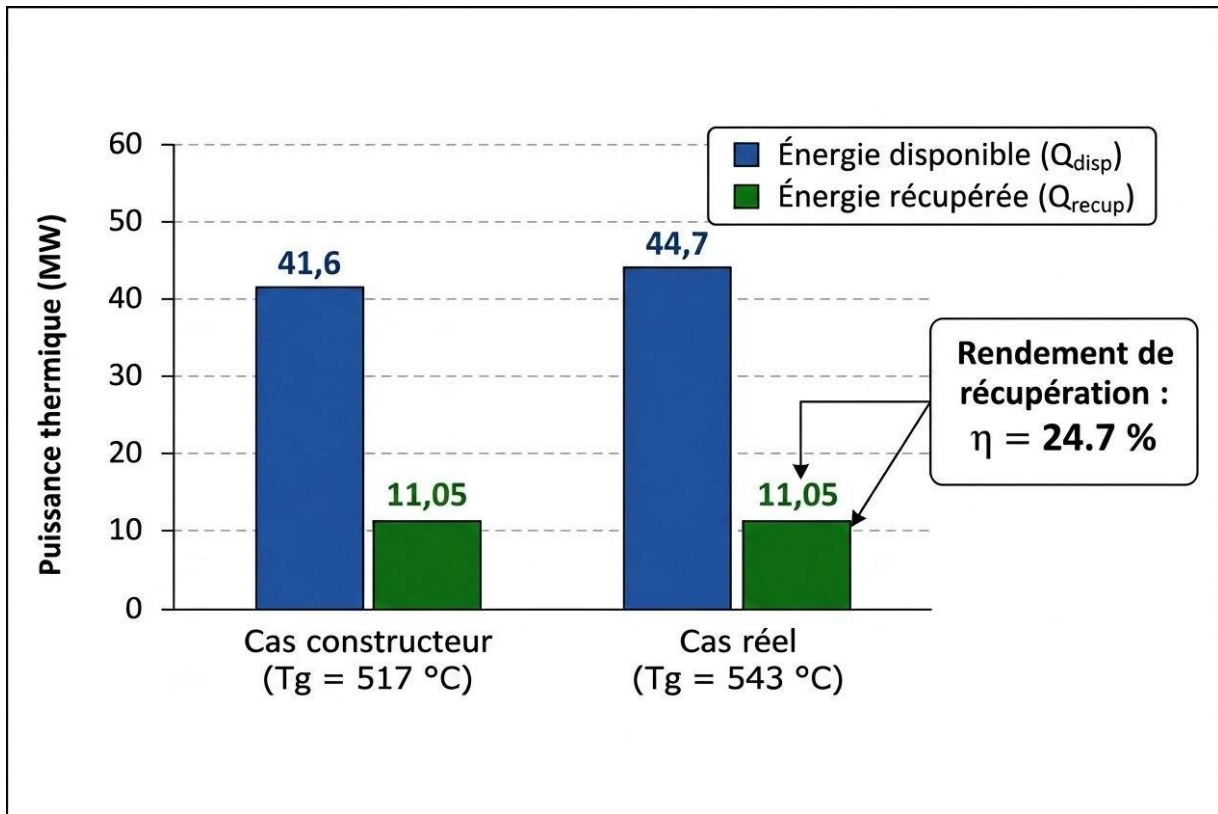


Figure VI 4 : Comparaison entre l'énergie disponible et l'énergie récupérée

Selon les données constructeur ($T_g = 517 \text{ °C}$), $Q_{\text{disp}} = 41,6 \text{ MW}$. En conditions réelles d'exploitation ($T_g = 543 \text{ °C}$), $Q_{\text{disp}} = 44,7 \text{ MW}$. Cependant, Q_{recup} n'est que de 11,05 MW, soit un rendement de récupération de 24,7 %. Cette figure montre qu'environ 33,6 MW ne sont pas valorisés, ce qui révèle un potentiel d'optimisation important du système actuel (Figure VI 4).

On constate que la température réelle des gaz d'échappement (543 °C), supérieure à la valeur constructeur, entraîne une augmentation de l'énergie thermique disponible (44,7 MW contre 41,6 MW).

Cependant, seule une fraction de cette énergie est effectivement récupérée (11,05 MW), ce qui correspond à un rendement de 24,7 %.

Ce rendement relativement faible, comparé aux valeurs théoriques (40 à 60 %), peut s'expliquer par plusieurs facteurs, notamment [21] [22]:

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

- les pertes thermiques ;
- l'encrassement des surfaces d'échange ;
- une conception non optimisée du système ;
- les conditions réelles d'exploitation.

Ce calcul constitue une estimation théorique basée sur des hypothèses simplificatrices et ne prend pas en compte l'ensemble des pertes réelles du système.

L'écart observé entre l'énergie disponible et l'énergie effectivement récupérée met en évidence un potentiel significatif d'amélioration et d'optimisation du système de récupération de chaleur.

IV.8 Bilan thermique du four H-231

L'objectif de cette partie est d'évaluer l'impact du système de récupération de chaleur sur la charge thermique du four H-231 et sur la consommation de combustible.

IV.9 Fonctionnement avec récupérateur

Dans ce cas, l'huile caloporteuse entre dans le four à une température de 215 °C et en sort à 285 °C [13].

La puissance thermique fournie par le four est donnée par :

$$\begin{aligned} Q_{\text{four,avec}} &= \dot{m}_h \times (h_{285} - h_{215}) && \text{IV.4} \\ &= 380\,000 \times (157 - 112) \\ &= 380\,000 \times 45 \\ &= 17\,100\,000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

En tenant compte du rendement thermique du four ($\eta_f = 80\%$), la puissance fournie par la combustion est :

$$Q_{\text{comb,avec}} = Q_{\text{four,avec}} / \eta_f = 17\,100\,000 / 0,80 = 21\,375\,000 \text{ kcal/h}$$

IV.10 Fonctionnement sans récupérateur

Dans ce cas, l'huile entre directement dans le four à 170 °C [13].

$$Q_{\text{four,sans}} = \dot{m}_h \times (h_{285} - h_{170}) \quad \text{IV.5}$$

$$= 380\,000 \times (157 - 87)$$

$$= 380\,000 \times 70$$

$$= 26\,600\,000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{comb,sans}} = Q_{\text{four,sans}} / \eta_f$$

$$= 26\,600\,000 / 0,80$$

$$= 33\,250\,000 \text{ kcal/h}$$

IV.11 Analyse comparative

On constate que l'utilisation du récupérateur permet de réduire significativement la charge thermique du four.

La différence de puissance fournie par la combustion est :

$$\Delta Q_{\text{comb}} = Q_{\text{comb,sans}} - Q_{\text{comb,avec}}$$

$$= 33\,250\,000 - 21\,375\,000$$

$$= 11\,875\,000 \text{ kcal/h}$$

Cette réduction correspond directement à une économie de combustible, puisque le four nécessite moins d'énergie pour atteindre la température de 285 °C.

Ainsi, le récupérateur permet de transférer une partie de l'énergie des gaz d'échappement vers l'huile, réduisant la dépendance au combustible et améliorant le rendement global de l'installation.

Cette économie d'énergie constitue la base du gain économique et de la réduction des émissions de CO₂ analysés dans la suite de l'étude.

IV.12 Consommation de combustible

Le débit massique de combustible est déterminé à partir du pouvoir calorifique inférieur (PCI) selon la relation suivante :

$$\dot{m}_{\text{comb}} = Q_{\text{comb}} / \text{PCI} \quad \text{IV.6}$$

Avec :

$$\text{PCI} = 10\,832 \text{ kcal/kg}$$

IV.12.1 Avec récupérateur

$$\dot{m}_{\text{comb, avec}} = 21\,375\,000 / 10\,832$$

$$\approx 1\,973 \text{ kg/h}$$

IV.12.2 Sans récupérateur (calcul théorique)

$$\dot{m}_{\text{comb, sans, calc}} = 33\,250\,000 / 10\,832$$

$$\approx 3\,070 \text{ kg/h}$$

IV.13 Données réelles et analyse

Les bilans consolidés de l'unité GPL2 indiquent une consommation réelle sans récupérateur de :

$$\dot{m}_{\text{comb, sans, réel}} = 3\,023 \text{ kg/h}$$

La différence entre la valeur calculée (3 070 kg/h) et la valeur réelle (3 023 kg/h) s'explique par :

- les simplifications du modèle de calcul (C_p constant, pertes négligées) ;
- les conditions réelles d'exploitation (régulation, rendement effectif du four, variations de débit).

IV.14 Économie de combustible

L'économie de combustible réalisée grâce au récupérateur est :

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = 3\,023 - 1\,973 = 1\,050 \text{ kg/h}$$

Soit une réduction d'environ :

≈ 35 % de la consommation de combustible

(Figure VI 5) Compare visuellement la consommation horaire de combustible du four H-231 avec et sans l'apport du récupérateur

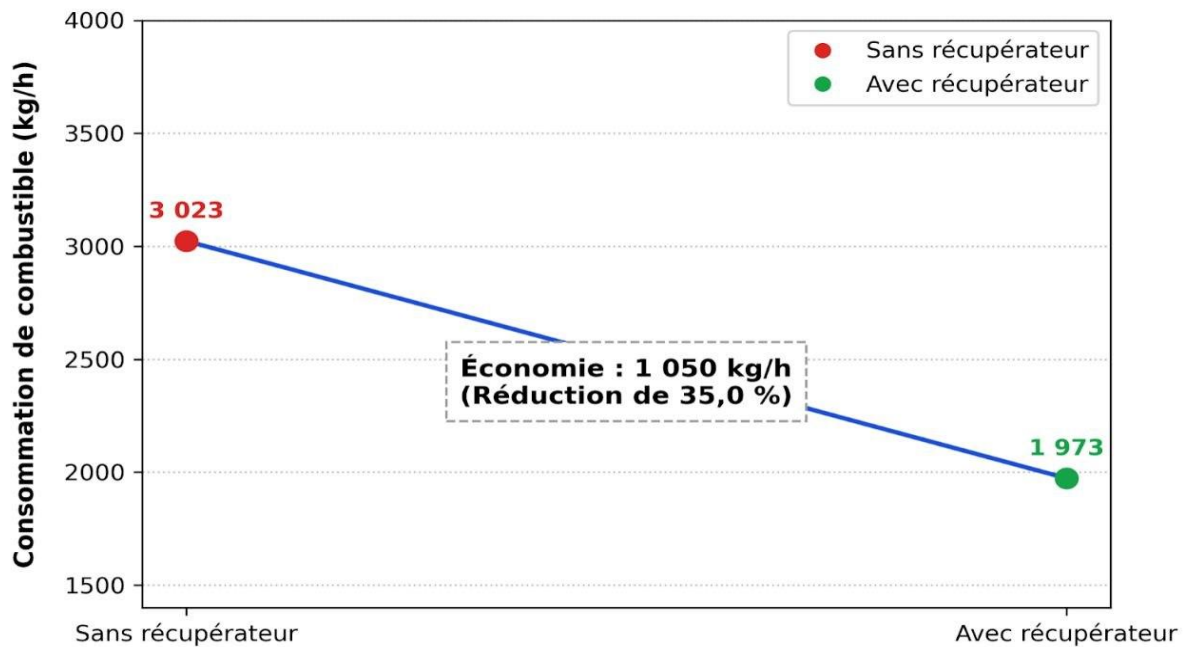


Figure VI 5 : Comparaison de la consommation de combustible avec et sans récupération de chaleur

(Figure VI 5) Représentés sur la (Figure IV 11) Avec récupérateur, la consommation est de 1 973 kg/h ; sans récupérateur, elle atteint 3 023 kg/h. La différence de 1 050 kg/h représente une économie d'environ 35 %. Ce résultat prouve que l'intégration du récupérateur améliore significativement l'efficacité énergétique du four et réduit sa dépendance au combustible.

Cette réduction significative montre que le système de récupération de chaleur permet de diminuer fortement la consommation de combustible du four H-231.

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

Cette économie constitue un levier essentiel pour :

- améliorer le rendement énergétique global de l'unité ;
- réduire les coûts d'exploitation ;
- diminuer les émissions de CO₂.

À l'échelle de 3 trains, l'économie totale atteint environ 3 150 kg/h, ce qui représente un impact énergétique et économique très important.

IV.15 Économie de combustible – Résultats par train et pour l'unité

L'unité GPL2 comprend trois trains de production identiques. Les résultats sont d'abord exprimés par train, puis extrapolés à l'ensemble de l'unité.

(Tableau IV 2) présente l'impact du système de récupération de chaleur sur la consommation de combustible.

Tableau IV 2 : Economie de combustible par train et pour l'unité

<i>Paramètre</i>	<i>Par train</i>	<i>Unité (3 trains)</i>
<i>Consommation sans récupérateur (kg/h)</i>	3 023	9 069
<i>Consommation avec récupérateur (kg/h)</i>	1 973	5 919
<i>Économie de combustible (kg/h)</i>	1 050	3 150
<i>Économie annuelle (t/an)</i>	8 400	25 200

(Figure VI 6) Présente l'économie annuelle de combustible exprimée en tonnes par train et pour l'ensemble de l'unité GPL2.

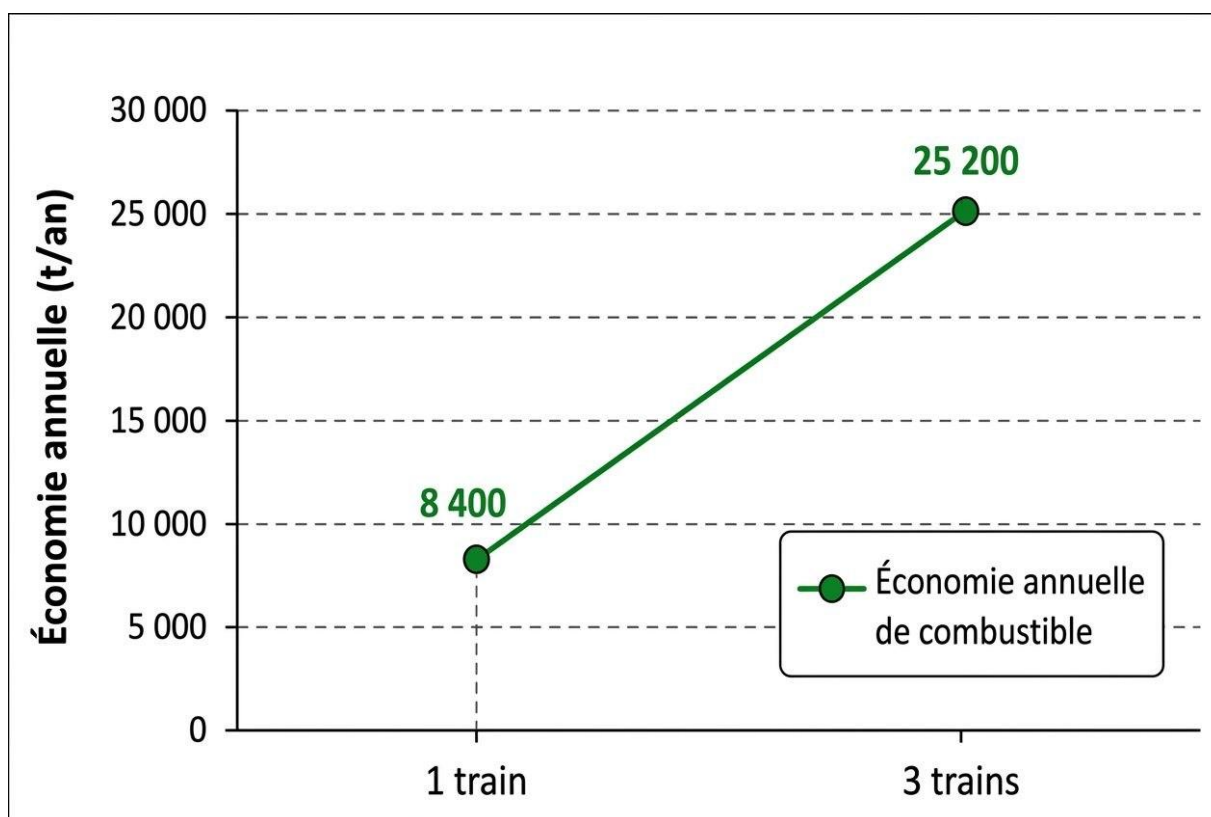


Figure VI 6 : Economies annuelles de combustible dans l'unité GPL2

Chaque train économise 8 400 tonnes de combustible par an. Pour l'unité, l'économie totale atteint 25 200 tonnes par an. Ces quantités confirment que le système de récupération génère un gain énergétique considérable à l'échelle industrielle, justifiant pleinement son installation. On observe que le système de récupération permet une réduction importante de la consommation de combustible (**Figure VI 6**).

À l'échelle de l'unité, l'économie atteint 3 150 kg/h, soit 25 200 tonnes par an.

Cette réduction constitue un levier majeur d'amélioration des performances énergétiques et économiques de l'unité GPL2.

Les valeurs annuelles sont estimées sur la base de 8 000 heures de fonctionnement par an.

IV.16 Impact environnemental : réduction des émissions de CO₂

La combustion d'un kilogramme de gaz naturel produit environ 2,75 kg de CO₂, selon la réaction chimique :



➤ Par train

Consommation sans récupérateur : $\dot{m}_{\text{sans}} = 3023 \text{ kg/h}$

Consommation avec récupérateur : $\dot{m}_{\text{avec}} = 1973 \text{ kg/h}$

Économie horaire par train :

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_{\text{sans}} - \dot{m}_{\text{avec}} = 3023 - 1973 = 1050 \text{ kg/h}$$

$$\text{CO}_2 \text{ évité (kg/h)} = 1050 \times 2,75 = 2887,5 \text{ kg/h}$$

$$\text{CO}_2 \text{ évité annuel (t/an)} = (2887,5 \times 8000) / 1000 = 23100 \text{ t/an}$$

➤ Pour les trois trains

$$\text{CO}_2 \text{ évité total} = 23100 \times 3 = 69300 \text{ t/an}$$

(Figure VI 7) Quantifie la réduction annuelle des émissions de CO₂ rendue possible par le système de récupération de chaleur.

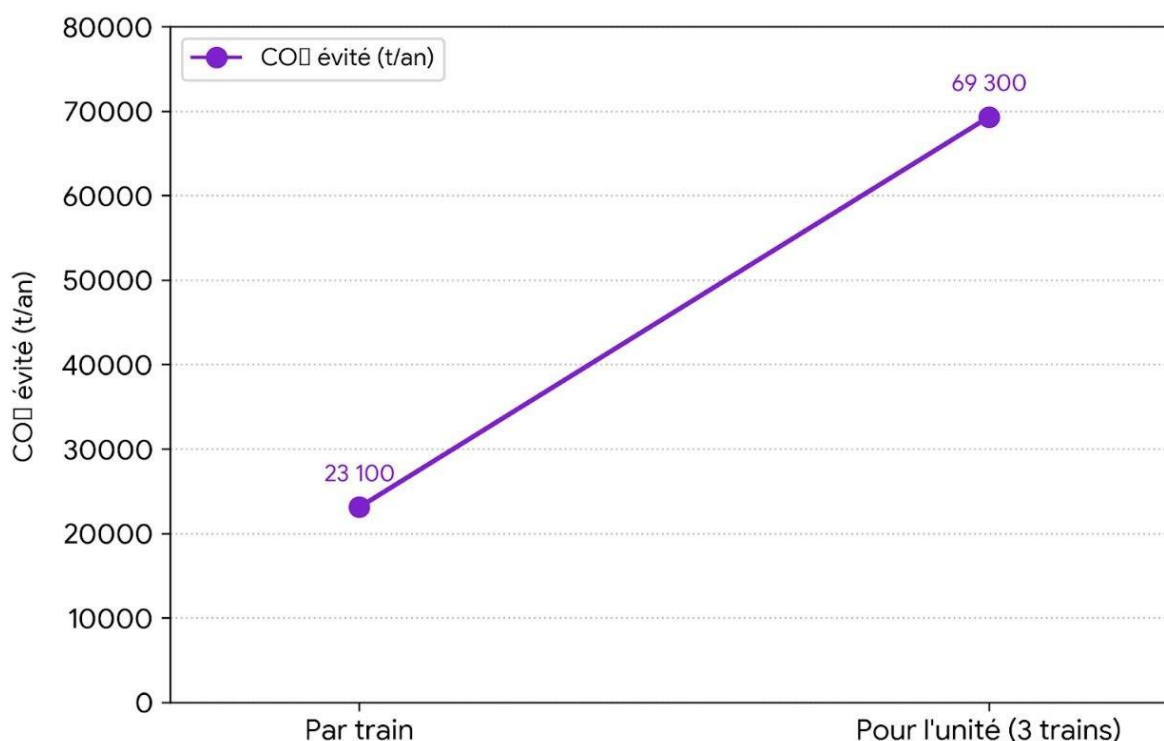


Figure VI 7 : Réduction des émissions de CO₂ grâce au système de récupération

Cette réduction importante des émissions de CO₂ permet de diminuer significativement l'impact environnemental de l'unité GPL2 (**Figure VI 7**).

Elle s'inscrit dans une démarche d'amélioration de l'efficacité énergétique et de réduction des émissions polluantes, en cohérence avec les exigences environnementales actuelles.

IV.17 Analyse économique

L'analyse économique repose sur l'hypothèse suivante :

Prix du gaz combustible industriel = 0,25 \$/kg

IV.17.1 Par train

Gain horaire = $1\,050 \times 0,25 = 262,5$ \$/h

Gain annuel = $262,5 \times 8\,000 = 2\,100\,000$ \$/an $\approx 2,1$ M\$/an

IV.17.2 Pour les trois trains

Gain annuel total = $2,1 \times 3 = 6,3$ M\$/an

IV.18 Temps de retour sur investissement (TRI)

Le coût d'installation du système de récupération (échangeurs, tuyauterie et instrumentation) est estimé à environ 1,5 million de dollars par train.

$$TRI = 1\,500\,000 / 2\,100\,000 \approx 0,71 \text{ an} \approx 8,5 \text{ mois}$$

Un temps de retour sur investissement inférieur à un an indique une rentabilité exceptionnelle du système.

Cela justifie pleinement l'intégration de solutions de récupération de chaleur dans les installations industrielles.

De plus, la réduction de la consommation de combustible contribue également à diminuer les coûts liés aux émissions de CO₂, notamment dans les contextes où des taxes carbone sont appliquées.

IV.19 Scénarios de défaillance partielle du système

L'objectif de cette analyse est d'évaluer la capacité du système à fonctionner en mode dégradé.

IV.19.1 Un récupérateur sur trois hors service

L'énergie non récupérée correspond à celle d'un échangeur :

$$\Delta Q = 9,5 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

Surconsommation de combustible :

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = (9,5 \times 10^6) / 10\,832 \approx 877 \text{ kg/h}$$

Répartition sur trois fours :

$$\approx 292 \text{ kg/h par four} \rightarrow \text{situation acceptable}$$

IV.19.2 Deux récupérateurs sur trois hors service

Déficit énergétique :

$$\Delta Q = 19 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

Surconsommation :

$$\Delta \dot{m}_{\text{comb}} = (19 \times 10^6) / 10\,832 \approx 1\,754 \text{ kg/h}$$

(Figure VI 8) Montre l'impact d'une défaillance partielle du système sur la surconsommation horaire de combustible.

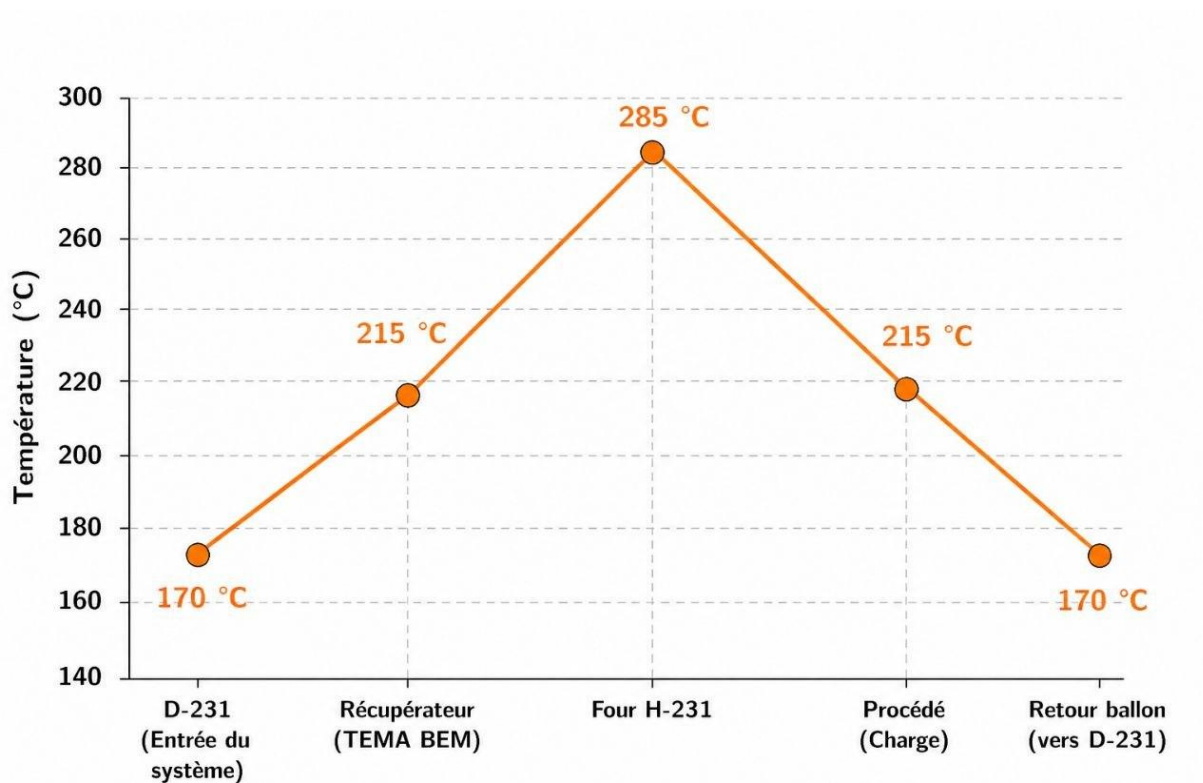


Figure VI 8 : Evolution de la température de l'huile chaude dans le procédé GPL2

En fonctionnement normal, la surconsommation est nulle. Avec un récupérateur hors service, elle atteint 877 kg/h ; avec deux récupérateurs hors service, elle s'élève à 1 754 kg/h. Ces résultats montrent que le système peut fonctionner en mode dégradé, mais avec une pénalité

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

énergétique importante, ce qui souligne l'importance d'une maintenance préventive régulière (Figure VI 8).

Répartition sur deux fours :

≈ 877 kg/h par four $\rightarrow$ fonctionnement possible mais temporaire

Ces résultats montrent que le système présente une certaine flexibilité d'exploitation, permettant de maintenir le fonctionnement de l'unité même en cas de défaillance partielle.

Cependant, cette situation entraîne une augmentation significative de la consommation de combustible.

Un fonctionnement prolongé en mode dégradé n'est donc pas recommandé en raison de son impact énergétique et économique.

IV.20 Discussion des résultats

Cette section vise à interpréter les résultats obtenus et à mettre en évidence leurs implications techniques, économiques et environnementales.

Les résultats obtenus appellent plusieurs commentaires :

1. Fiabilité des données :

La température réelle des gaz (543 °C) est supérieure à la valeur constructeur (517 °C), ce qui indique un fonctionnement à charge plus élevée et un potentiel de récupération thermique accru.

2. Performance actuelle :

L'économie de combustible (1 050 kg/h par train, soit environ 35 %) est significative. Toutefois, le rendement de récupération (24,7 %) reste modeste par rapport aux valeurs optimales (40 à 60 %), ce qui met en évidence des marges d'amélioration, notamment par le nettoyage et l'optimisation du système.

3. Impact environnemental :

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

La réduction des émissions de CO₂ (23 100 t/an par train, soit 69 300 t/an pour l'unité) constitue un avantage majeur en termes d'empreinte carbone [18] [25].

4. Rentabilité économique :

Avec un temps de retour sur investissement de 8,5 mois, le système présente une rentabilité exceptionnelle. Le gain annuel de 2,1 M\$ par train justifie pleinement l'investissement initial.

5. Robustesse du système :

En cas de défaillance partielle, il est possible de compenser par une augmentation de la charge des fours sans dépasser les limites admissibles, ce qui garantit une certaine continuité d'exploitation.

Globalement, les résultats confirment l'intérêt technique, économique et environnemental du système de récupération de chaleur, tout en mettant en évidence un potentiel significatif d'amélioration.

(Figure VI 9) Présente une carte tridimensionnelle de l'énergie récupérée en fonction conjointement de la température de sortie de l'huile et de son débit massique, illustrant le potentiel d'optimisation globale du système.

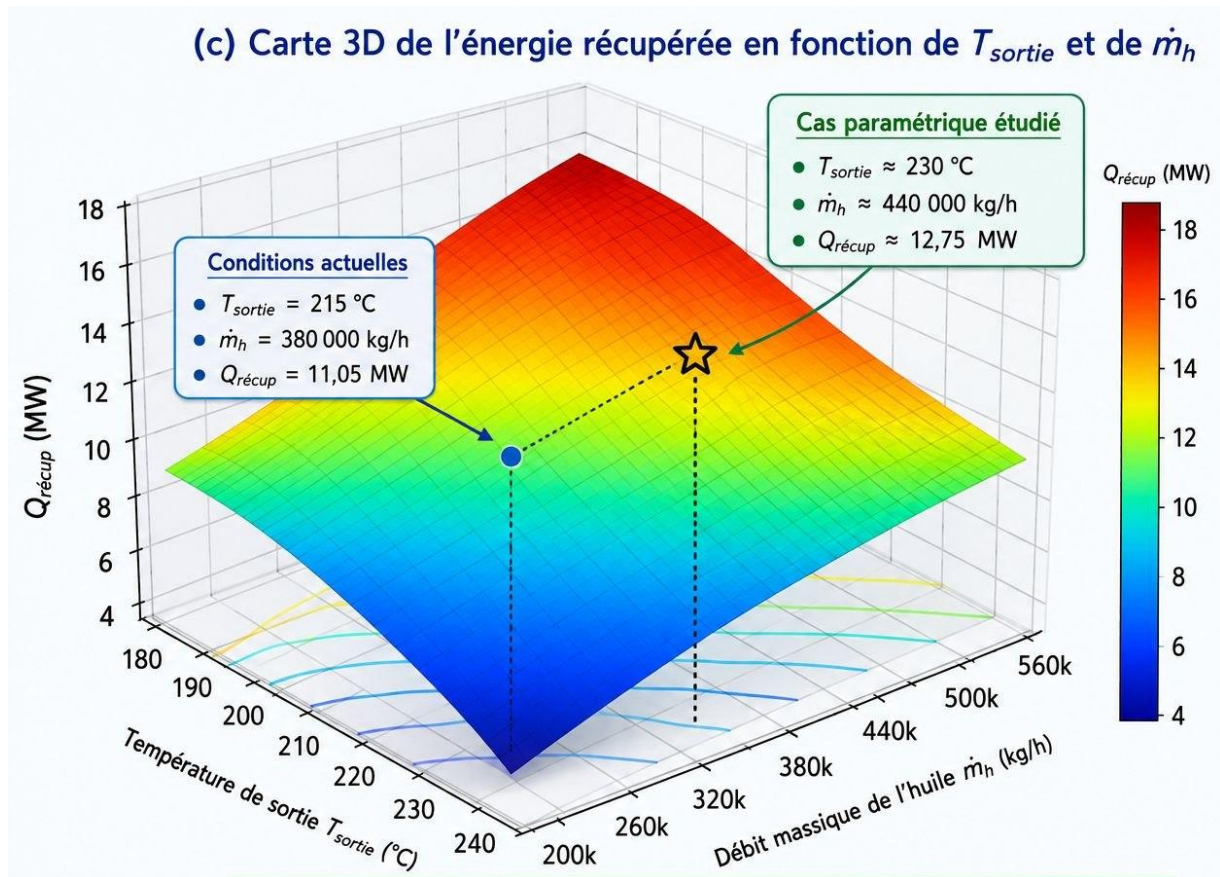


Figure VI 9 : Carte 3D de l'énergie récupérée en fonction de T_{sortie} et de débit

La surface montre que $Q_{\text{récup}}$ croît avec l'augmentation de la température de sortie et du débit. Le point nominal actuel (215 °C, 380 t/h) correspond à 11,05 MW. Une augmentation simultanée modérée (230 °C, 440 t/h) permettrait d'atteindre environ 15 MW, soit un gain potentiel d'environ +35 %. → Cette figure démontre que le système de récupération n'est pas optimisé et qu'un réglage conjoint des deux paramètres, dans les limites admissibles, améliorerait significativement les performances énergétiques de l'unité GPL2 (Figure VI 9).

IV.21 Améliorations proposées et perspectives d'optimisation

Les performances actuelles du système, bien que satisfaisantes, peuvent être améliorées à travers plusieurs axes d'optimisation technique et opérationnelle.

IV.21.1 Optimisation des performances thermiques

Une augmentation contrôlée de la température de sortie de l'huile (actuellement 215 °C) permettrait de réduire davantage la charge du four H-231. À titre indicatif, une hausse à 230 °C pourrait diminuer la consommation de combustible d'environ 150 kg/h supplémentaires (soit environ 3 600 t CO₂/an en moins) [16].

(Figure VI 10) illustre l'évolution de la puissance récupérée en fonction de la température de sortie de l'huile caloporteuse.

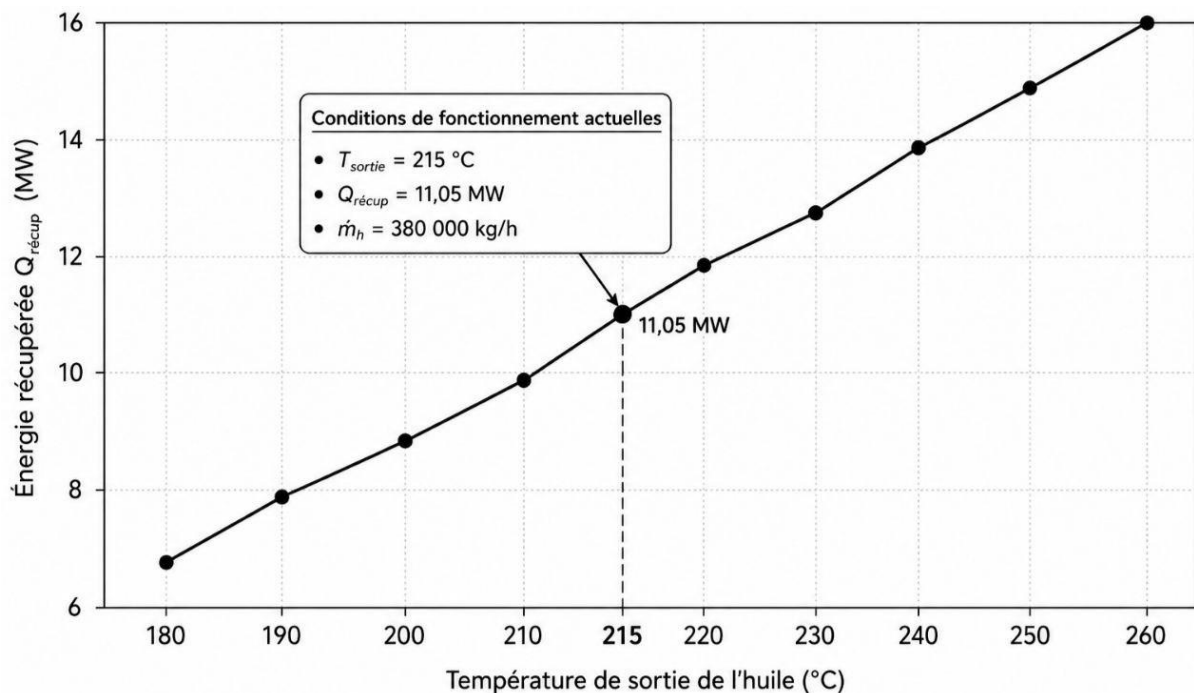


Figure VI 10: Energie récupérée en fonction de la température de sortie

À débit massique constant (380 t/h), une augmentation de la température de sortie de 215 °C à 230 °C ferait passer Q_{recup} de 11,05 MW à environ 13 MW, soit un gain de près de 2 MW. Ce résultat montre qu'un simple réglage de la consigne de température pourrait améliorer significativement les performances thermiques du système sans investissement supplémentaire (Figure VI 10).

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

Cette augmentation doit être réalisée dans le respect des contraintes de sécurité, des limites de conception des échangeurs et de la stabilité thermique de l'huile.

(Figure VI 11) Montre l'influence du débit massique de l'huile sur la puissance thermique récupérée, pour une température de sortie fixe (215 °C).

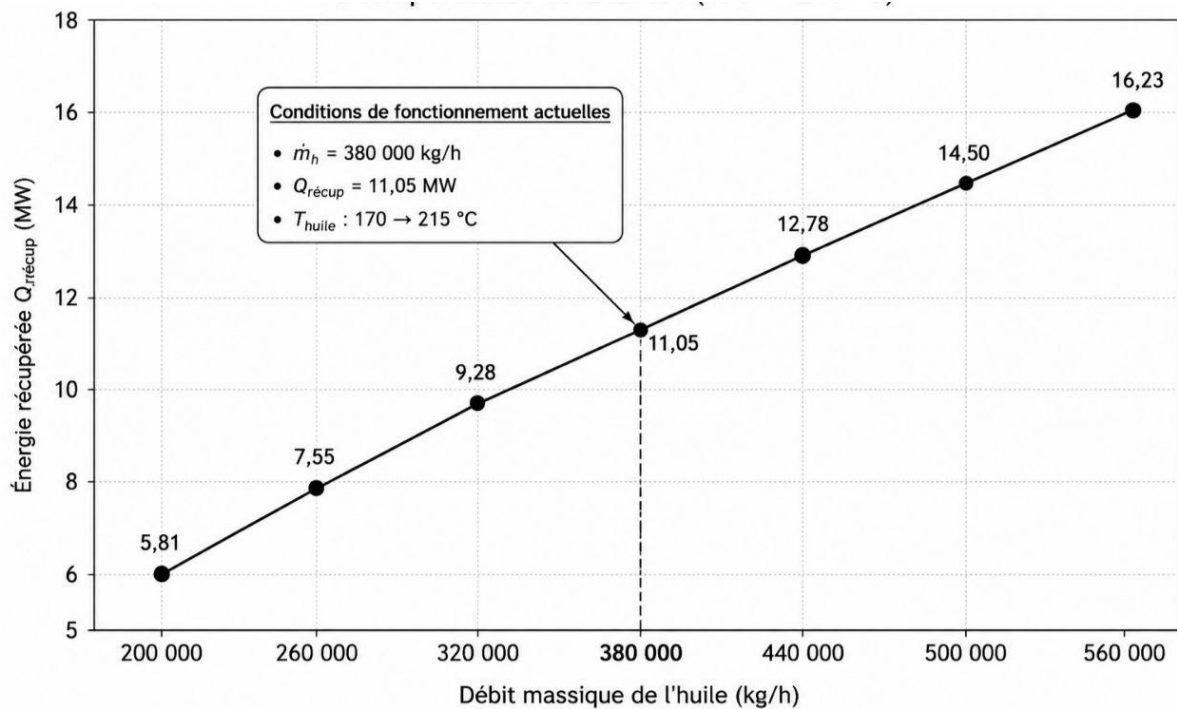


Figure VI 11 : Energie récupérée en fonction du débit de l'huile

La relation est quasi linéaire : augmenter le débit de 380 t/h (valeur nominale) à 500 t/h ferait passer Q_{recup} de 11,05 MW à environ 14,5 MW. Ce résultat démontre que le système est actuellement sous-exploité et qu'une optimisation du débit, dans les limites admissibles par l'échangeur, améliorerait directement l'économie de combustible (Figure VI 11).

IV.21.2 Réduction de l'encrassement (Fouling)

L'encrassement des surfaces d'échange entraîne une diminution du coefficient global d'échange thermique (U) pouvant atteindre 15 à 30 % après plusieurs mois d'exploitation.

Pour y remédier :

- Mettre en place un nettoyage périodique (tous les 6 mois), permettant un gain estimé de +5 à 8 % sur U ;
- Assurer un suivi continu de l'évolution de U ;
- Utiliser des revêtements anti-adhérents (type silicone-céramique), avec un gain supplémentaire de 3 à 5 % [22].

IV.21.3 Optimisation des pertes de charge

Les chicanes actuelles génèrent une perte de charge d'environ 1,5 kPa. Un redimensionnement avec des chicanes optimisées (double segment) permettrait de réduire cette perte à environ 0,9 kPa.

Cela contribuerait à améliorer la puissance nette de la turbine (gain estimé : +0,2 % sur la production) [17].

IV.21.4 Intégration d'un système de régulation (By-pass)

L'installation d'un by-pass automatique (vanne à 3 voies) permettrait de :

- Protéger l'échangeur contre les surcharges thermiques ;
- Adapter la puissance récupérée aux conditions de fonctionnement ;
- Maintenir des performances élevées dans le temps.

Gain estimé : environ 40 kg/h de combustible économisé.

IV.21.5 Valorisation de la chaleur résiduelle

Les gaz en sortie du récupérateur présentent encore une température d'environ 250 °C. L'installation d'un économiseur ou d'un générateur de vapeur (HRSG) permettrait de récupérer 3 à 5 MW supplémentaires.

Cela améliorerait le rendement global de l'unité de 2 à 3 %.

IV.21.6 Mise en place d'un système de monitoring avancé

Un système de supervision basé sur les paramètres clés (température des gaz, perte de charge, coefficient U) permettrait :

- ✓ Une maintenance prédictive ;
- ✓ Une détection précoce des anomalies (encrassement, dérives).

À plus long terme, un système avancé de supervision, éventuellement basé sur des techniques d'intelligence artificielle, pourrait optimiser en temps réel les conditions de fonctionnement et maximiser les économies de combustible (objectif : +8 à 10 %) [23].

IV.22 Synthèse des améliorations

Tableau IV 3 résume les principales pistes d'amélioration en fonction de leur impact et de leur complexité de mise en œuvre.

Tableau IV 3 : Synthèse des améliorations-impact estime et complexite

Amélioration	Gain estimé	Complexité
Nettoyage périodique	+5 à 8 % sur U	Faible
Revêtement anti-encrassement	+3 à 5 % sur U	Moyenne
Chicanes optimisées	-0,6 kPa	Moyenne
By-pass contrôlé	+40 kg/h	Moyenne
Valorisation secondaire	3-5 MW	Élevée
Monitoring avancé	+8 à 10 %	Élevée

(Figure VI 12) Résume les gains potentiels estimés (en pourcentage) pour différentes actions d'amélioration du système de récupération.

CHAPITRE IV : Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

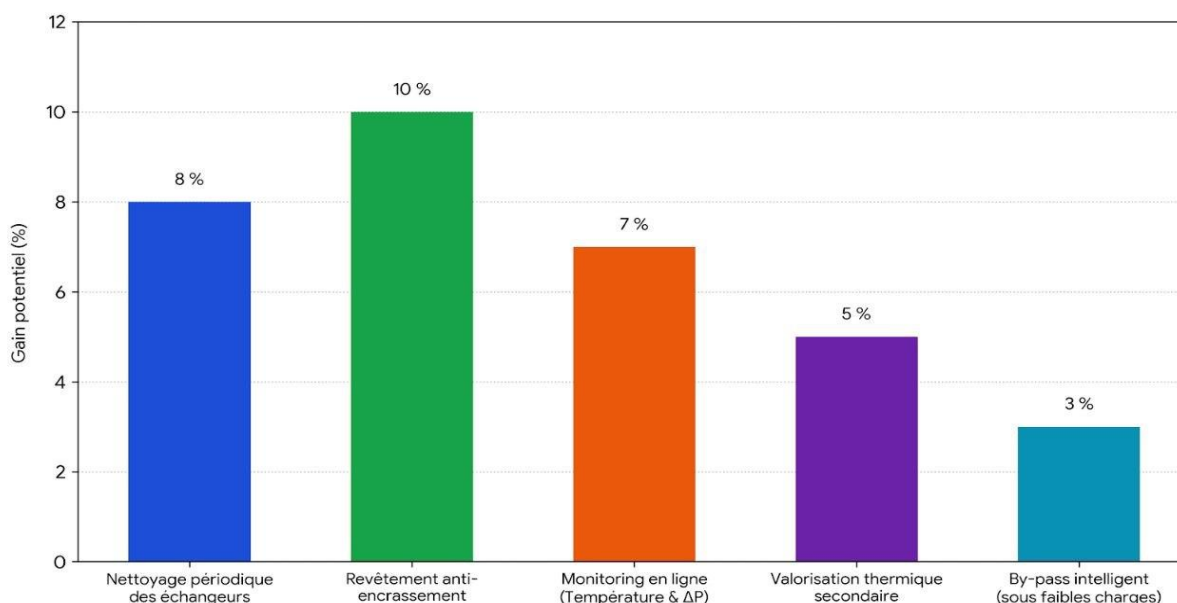


Figure VI 12 : Gains potentiels des solutions d'optimisation proposées

Le revêtement anti-encrassement offre le gain le plus élevé (10 %), suivi du nettoyage périodique (8 %) et de la mise en place d'un monitoring avancé (7 %). Cette figure prouve qu'une combinaison de ces actions pourrait augmenter le rendement actuel de 24,7 % à plus de 35 %, sans modification majeure de l'installation (**Figure VI 12**).

IV.23 Synthèse des résultats

(**Tableau IV 4**) Synthétise les principaux résultats obtenus pour le système de récupération de chaleur. Il présente, pour un train et pour l'ensemble de l'unité (3 trains), l'énergie récupérée, l'économie de combustible, la réduction des émissions de CO₂, le gain économique annuel ainsi que le temps de retour sur investissement.

Tableau IV 4 : Synthèse des résultats principaux

Paramètre	Par train	Pour 3 trains	Unité
Énergie récupérée (MW)	11,05	33,15	MW
Économie de combustible (kg/h)	1 050	3 150	kg/h

CHAPITRE IV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

<i>Économie annuelle (t/an)</i>	8 400	25 200	t/an
<i>CO₂ évité (t/an)</i>	23 100	69 300	t/an
<i>Gain économique (M\$/an)</i>	2,1	6,3	M\$/an
<i>Temps de retour (mois)</i>	8,5	8,5	mois

Tableau IV 4 met en évidence l'importance des gains énergétiques, économiques et environnementaux obtenus grâce au système de récupération de chaleur.

Il confirme également la pertinence de son intégration dans l'unité GPL2, tout en soulignant le potentiel d'optimisation supplémentaire du système.

IV.24 Conclusion

L'étude appliquée menée sur l'unité GPL2 de Hassi Messaoud a permis de quantifier précisément les performances du système de récupération de chaleur associé à la turbine MS5002C.

Les résultats obtenus montrent que :

- La puissance thermique récupérée est de 11,05 MW par train, soit une économie de combustible de 1 050 kg/h (environ 35 %) ;
- Les émissions de CO₂ sont réduites de 23 100 tonnes par an et par train ;
- Le gain économique annuel atteint 2,1 M\$ par train, avec un temps de retour sur investissement inférieur à 9 mois, confirmant une rentabilité exceptionnelle ;
- En cas de défaillance partielle, le système reste opérationnel mais avec une surconsommation significative.

Cependant, le rendement actuel du récupérateur (24,7 %) reste modeste. L'analyse de sensibilité par cartographie 3D a démontré qu'un réglage conjoint de la température de sortie et du débit d'huile pourrait augmenter la puissance récupérée d'environ 35 % supplémentaires.

CHAPITREIV: Etude de cas-Application a la turbine MS5002C de l'unité GPL2

En conclusion, le système de récupération installé est techniquement et économiquement performant, mais son optimisation constitue une perspective prometteuse pour améliorer encore l'efficacité énergétique et environnementale de l'unité GPL2.



Conclusion générale

Conclusion générale

Ce mémoire a porté sur l'étude du système de récupération de chaleur installé sur la turbine à gaz MS5002C au sein de l'unité GPL2 de Hassi Messaoud. L'objectif était d'évaluer l'amélioration des performances énergétiques, de quantifier les économies de combustible et la réduction des émissions de CO₂, et d'analyser l'impact d'une éventuelle indisponibilité du système.

Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- La puissance thermique récupérée par train s'élève à 11,05 MW, permettant de préchauffer l'huile caloporteuse de 170 °C à 215 °C avant son entrée dans le four H-231.
- La consommation de combustible du four est réduite de 1 050 kg/h par train, soit une diminution d'environ 35 %.
- Les émissions de CO₂ évitées atteignent 23 100 tonnes par an par train, soit 69 300 tonnes par an pour l'ensemble de l'unité.
- Le gain économique annuel est de 2,1 M\$ par train (6,3 M\$ pour l'unité), avec un temps de retour sur investissement d'environ 8,5 mois, confirmant une rentabilité exceptionnelle.
- En cas de défaillance partielle, l'unité peut encore fonctionner, mais avec une surconsommation pouvant atteindre 1 754 kg/h, ce qui souligne l'importance d'une maintenance préventive.

Cependant, le rendement actuel du récupérateur (24,7 %) reste inférieur aux potentiels théoriques. L'analyse paramétrique (carte 3D) a montré qu'un réglage conjoint de la température de sortie de l'huile et de son débit pourrait améliorer la puissance récupérée d'environ 35 % supplémentaires, sans dépasser les limites admissibles.

Conclusion générale

En réponse à la problématique posée, ce travail démontre que le système de récupération de chaleur améliore très significativement la performance énergétique de l'unité GPL2, et que son indisponibilité entraînerait une hausse marquée de la consommation de combustible et des émissions polluantes.

Perspectives d'amélioration :

- Nettoyage périodique et revêtements anti-encrassement pour maintenir un coefficient d'échange élevé ;
- Installation d'un by-pass automatique pour une régulation fine ;
- Valorisation secondaire de la chaleur résiduelle (sortie récupérateur à ~250 °C) par un économiseur ou un HRSG ;
- Mise en place d'un système de monitoring avancé (températures, pertes de charge, coefficient U) pour une maintenance prédictive.

En définitive, la récupération de chaleur sur les turbines à gaz constitue une solution techniquement mature, économiquement rentable et écologiquement vertueuse, pleinement adaptée aux enjeux d'efficacité énergétique et de transition bas carbone dans l'industrie pétrolière et gazière.

Bibliographie

- [1] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Amsterdam: Elsevier, 2012.
- [2] H. Cohen , G. Rogers et H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, Pearson, 2009.
- [3] Y. Çengel, *Thermodynamics :An Engineering Approach*, New York, 2015.
- [4] A. Lefebvre, *Gas Turbine combustion*, 2010..
- [5] J. Moran,M, *Engineering Thermodynamics*, 2018..
- [6] F. Incropera,, *Heat and Mass Transfer*, 2011..
- [7] S. Dixon,, *Turbomachinery*,, 2014..
- [8] P. Walsh, *Gas Turbine Performance*,, 2004..
- [9] ., *General Electric, Performance Data*, ,2005.
- [10] ., *Horlock, Advanced Gas Turbine Cycle*, ,2003.
- [11] ., *Giampaola, Gas Turbine Handbook*, ,2006..
- [12] S. Gülen, *Gas Turbines for electric Power Generation*, ,2018.
- [13] BENABDALLAH,S,, *Etude de four H-231 avec sans recuperation*, 2016.
- [14] AIE,, *Energy Efficiency*, ,2021..
- [15] Siegel R., *Thermal Radiation Heat Transfer*,, 2002.
- [16] Kern D.Q.,, *Process Heat Transfer*,, 1950.
- [17] GHALEM A.S., *Dimensionnement des echangeurs tubulaires*,, 2014..
- [18] IPCC,, *Greenhouse Gas Inventories*,, 2006..
- [19] World Bank,, *Commodity Markets Outlook*,, 2022..

- [20] *WUITHIER P., Fours tubulaires,, 2972..*
- [21] *Bott T.R., Fouling of Heat Exchangeurs,, 1995..*
- [22] *Fontana M.G., Corrosion Engineering ,, 1987..*
- [23] *Shah R.K., Sekulic D.P.,Heat Exchanger Design ,, 2003..*
- [24] *Kehlhofer R. et al.,, Combined -Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants,, 2009..*
- [25] *European Commisission, The European Green Deal,, 2019..*

Annexe A : Code MATLAB pour le calcul du système de récupération de chaleur

```

clear; clc;

%% --- ENTREES & PARAMETRES ---
mh = 380e3; mg = 123.4; Tg = 543; doc_sans = 3023; % kg/h, kg/s, °C, kg/h
h170 = 87; h215 = 112; h285 = 157; PCI = 10832; % kcal/kg
eta_f = 0.80; Cp_g = 0.27; f_CO2 = 2.75; h_an = 8000; n_trains = 3;
prix_gaz = 0.25; % $/kg
cout_par_train = 1.5e6; % $ (investissement par train)

%% --- CALCULS ---
Q_recup_MW = (mh * (h215 - h170)) / 860000;
Q_disp_MW = (mg * Cp_g * (Tg - 170) * 3.6) / 1000;
rendement = (Q_recup_MW / Q_disp_MW) * 100;
m_comb_avec = (mh * (h285 - h215)) / eta_f / PCI;
delta_m = doc_sans - m_comb_avec; % kg/h
economie_annuelle_t_par_train = delta_m * h_an / 1000; % t/an
CO2_evite_t_par_train = delta_m * f_CO2 * h_an / 1000; % t/an
gain_annuel_par_train = delta_m * prix_gaz * h_an; % $/an
TRI_mois = (cout_par_train / gain_annuel_par_train) * 12; % mois

%% --- AFFICHAGE ---
fprintf('RESULTATS GPL2 (par train) = \n');
fprintf('Energie Disponible : %.2f MW | Récupérée : %.2f MW | Rendement : %.1f%%\n',
Q_disp_MW, Q_recup_MW, rendement);
fprintf('Consommation (Avec Récup.) : %.0f kg/h | Économie : %.0f kg/h\n', m_comb_avec,
delta_m);
fprintf('Économie annuelle : %.1f t/an\n', economie_annuelle_t_par_train);
fprintf('CO2 evite : %.1f t/an\n', CO2_evite_t_par_train);
fprintf('Gain annuel : %.2f M€ | TRI : %.1f mois\n', gain_annuel_par_train/1e6, TRI_mois);

fprintf('--- FOUR L"UNITE (3 TRAINS) ---\n');
fprintf('Économie totale : %.1f t/an\n', economie_annuelle_t_par_train * n_trains);
fprintf('CO2 evite totale : %.1f t/an\n', CO2_evite_t_par_train * n_trains);
fprintf('Gain total : %.2f M€\n', gain_annuel_par_train * n_trains / 1e6);

```