REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie des Procédés
Spécialité : Génie Chimique

Analyse Multicritère d'un Four Industriel de Réchauffage d'huile

---

Présenté par

Nencib Mohamed Amine

Kherbache Abdelkader Abdallah Yasser

Proposé et Dirigé par

Pr. Touil Djamel

Dr. Fergani Zineb

Promotion 2020

Remerciement

Nous tenons à exprimer nos profondes gratitudes à notre cher professeur Monsieur D. TOUIL qui a encadré ce travail et nous a guidé tous au long de cette étude. Ses conseils avisés nous ont été d'un grand recours.

On associé a ce remerciement Mlle. FERGANI Zineb pour son énorme et inestimable aide et de sa générosité.

Nos remerciements vont également aux membres de jurys qui ont bien voulu examiner et juger ce travail.

Enfin, nous tenons à remercier tous ce qui ont contribué de près ou de loin au parachèvement de ce projet de fin d'études, soit par leur savoir scientifique ou par leur amitié.

Dédicaces

Je dédie Ce modeste travail à celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, à ma mère. Puisse Dieu, tout puissant vous combler de santé, de bonheur et vous procurer une longue vie. Merci « Mama ».

A mon père, école de mon enfance, l'exemple de ma vie qui a été mon ombre durant toutes les années des études et qui a veillé tout au long de ma vie à m'encourager, à me donner l'aide et à me protéger. J'implore Dieu, tout puissant, de vous accorder une bonne santé, une longue vie et beaucoup de bonheur. Merci « Abi ».

A mon frère Ilyes, mes belles sœurs, en signe de l'affection et du grand amour que je vous porte, Je vous dédie ce travail en témoignage de ma profonde affection et de mon attachement indéfectible.

A la mémoire de mon grand père paternel Puisse Dieu vous avoir en sa sainte miséricorde et que ce travail soit une prière pour votre âme. A Mon grand père maternel et mes grand-mères maternelles et paternelles. Je vous dédie cette thèse pour vos attentions particulières, vos prières et votre amour inconditionnel. Merci pour tout et que Dieu vous donne bonne santé et longue vie parmi nous.

Aucune dédicace ne peut exprimer mon amour et ma gratitude de t'avoir comme une deuxième mère. Je ne pourrais jamais imaginer la vie sans toi, tu comptes énormément pour moi, « DADA »

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire

A ma chère amie : Fella.

A mes amis : Adnan, Abass, Walid, Islem.

A mes professeur Mr. TOUIL et Mlle. FERGANI et tous les autres enseignants du Département de Génie des procédés.

Kherbache Abdelkader Abdallah Yasser.

Dédicaces

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études.

A mes chers frères, Abdesatar et Akram pour leur appui et leur encouragement.

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire.

A mes amis Ghanou,Salem, Zakaria,Islem et Yousra
Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fuit de votre soutien infaillible.

A mes professeur Mr. TOUIL et Mlle. FERGANI et tous les autres enseignants du Département de Génie des procédés.
Merci d'être toujours là pour moi.



Nencib Mohamed Amine.

Résumé

La présente étude porte sur la modélisation thermique d'un four tubulaire industriel de réchauffage d'huile de l'unité de traitement de gaz de la région de Rhourde Nouss (wilaya Illizi). Le four est approché par ces deux zones de rayonnement et de convection. Le modèle établi à partir des bilans massiques et thermiques des deux zones, validé par les mesures réelles in situ, permet d'étudier la sensibilité de son rendement énergétique utile sous différentes conditions opératoires. Les principaux résultats montrent que le rendement énergétique est sensible aux rendements et le facteur d'air de combustion ainsi qu'au coefficient de transfert de chaleur tube-fluide de la zone de rayonnement.

Mots clés : modélisation thermique, four tubulaire industriel, rendement énergétique, transfert de chaleur.

Abstract

This study focus on the thermal modeling of an industrial fired-heater used for heating a heat transfer oil of the gas treatment unit of the Rhourde Nouss region (wilaya Illizi). The fired-heater is approached by the two zones of radiation and convection. The model established is based on mass and heat balances of the two zones, validated by real in situ measurements, make it possible to study the sensitivity of its useful energy yield under different operating conditions. The main results show that the energy efficiency is sensitive to the efficiency and the combustion air factor as well as to the tube-to-fluid heat transfer coefficient of the radiation zon**e.**

Keywords : thermal modeling , industrial fired-heater , the energy efficiency , heat transfer.

ملخص

تركز هذه الدراسة على النمذجة الحرارية لفرن تسخين بالزيت الصناعي لوحدة معالجة الغاز بمنطقة رورد نوس (ولاية إليزي). يقترب الفرن من منطقتي الإشعاع والحمل الحراري. تم إنشاء النموذج بناءً على موازين الكتلة والحرارة للمنطقتين، وتم التحقق من صحته من خلال قياسات حقيقية في الموقع، مما يجعل من الممكن دراسة حساسية إنتاجه من الطاقة المفيدة في ظل ظروف تشغيل مختلفة. أظهرت النتائج الرئيسية أن مردود الطاقة حساسة للكفاءة وعامل هواء الاحتراق وكذلك لمعامل نقل الحرارة من أنبوب إلى سائل لمنطقة الإشعاع.

الكلمات المفتاحية : النمذجة الحرارية ، فرن تسخين الزيت الصناعي ، مردود الطاقة ، النقل الحراري.

Sommaire

Introduction général **1**

Chapitre I Généralités sur les Fours de l'Industrie du pétrole et du gaz **2**

I.Introduction **2**

I.1 Les fours tubulaires 2

I.1.1Définition 2

I.1.2 Domaine d'utilisation des fours tubulaires 2

I.1.3 Différents types des fours tubulaires 2

- Fours cylindriques verticaux 3
- Fours dits « boites » à tubes verticaux 3
- Fours dits « cabines » à tubes horizontaux 4
- Fours à chauffage par murs radiants 4
- Fours dits à double chauffe 5

I.1.4 Description d'un four tubulaire 5

I.1.5 Constitution d'un four tubulaire 6

1.5.1 Faisceaux tubulaires 6

1.5.2Garnissage des parois du four 7

1.5.3 Bruleurs 7

1.5.4 Cheminée 7

1.5.5 Contrôle et marche des fours 8

I.2Aspect Energétique du four 8

I.2.1. Rendements du four 8

2.1.1 Rendement de combustion 8

2.1.2 Rendement utile 9

I.2.2 Gestion énergétique des fours industriels 9

2.2.1 Régulation Air-combustible 10

2.2.2. Possibilités de maintenance 10

Chapitre II Combustion du gaz naturel et Transfert de chaleur **11**

Dans les fours tubulaires 11

II. Introduction 11

II.1 Combustion du gaz naturel 11

II.1.1Grandeurs théoriques de la combustion 12

1.1 Définition de la combustion 12

1.2. Combustion stœchiométrique 12

1.3 Combustion complète en excès ou en défaut d'air 12

1.4. Combustion incomplète 13

1.5. Pouvoir calorifique 13

1.6. Température d'inflammation 13

1.7. Température théorique de combustion 13
II.2. Oxydation de Méthane 14
II.2.1. Mécanisme Réactionnel 14
II.2.2. Formation de polluants 15
II.2.3. Moyens mise en œuvre et dispositifs technologiques 16
Combustibles peu polluants 16
Dispositifs technologiques 17
II.3. Transfert de chaleur dans les fours tubulaires 17
II.3.1 Modes de transfert thermique 17
Conduction 18
La Convection 18
Rayonnement 19
II.3.2 Transfert thermique dans les zones du four tubulaire 20
Zone de radiation 20
Zone de convection 22
Coefficients de transfert thermique dans les deux zones du four 22
Chapitre III Modélisation de l'Aspect Thermique du Four de 26
Chauffage d'huile de l'Unité CPF de Rhourde-Nouss 26
III. Introduction 26
III.1. Présentation de l'unité CPF 26
III.2 Description du Four de chauffage d'huile 26
III.2.1 Procédé de Fonctionnement du Four 27
III.2.2 Système de circulation d'huile 27
III.2.3 Paramètres Opératoires du Four 28
2.3.1. Conditions Opératoires Design 28
2.3.2. Conditions Opératoires actuelles 29
III.3 Modélisation de l'aspect Thermique du four 30
III.3.1 Hypothèses simplificatrices 30
III.3.2 Equations du modèle 31
3.2.1 Bilans massiques 31
3.2.2 Bilans thermiques 31
3.2.3 Données de calcul du modèle 32
III.4 Résolution du modèle 33
III.5 Résultats et interprétations 34
Chapitre IV Résultats et interprétations 35
Introduction 35
IV.1. Variables opératoires de décision 35
IV.2 Etude paramétrique 35

IV.2.1 Effet de la température de fuel gaz sur le rendement du four 35
IV.2.2 Effet de la température d'air de combustion sur le rendement du four 36
VI.2.3 Effet de la température ambiante sur le rendement du four 37
IV.2.4 Effet du rendement de combustion sur le rendement thermique du four 37
IV.2.5 Effet de facteur d'air sur le rendement thermique du four 38
IV.2.6 Effet du coefficient de transfert de chaleur U_I, sur le rendement thermique du four 39
Conclusion Générale 41
Références bibliographiques 42
Annexe 44

Liste des figures

Figure I.1 Four cylindrique vertical. 3
Figure I.2 Types des fours cylindriques 3
Figure I.3 les fours dits boites à tubes verticaux 4
Figure I.4 les fours dits boîtes à tubes horizontaux 4
Figure I.5 Les fours à chauffage par murs radiants. 5
Figure I.6 Les fours dits à double chauffe 5
Figure I.7 schéma simplifie d'un four tubulaire 6
Figure I.8 Flamme des bruleurs 7
Figure II.1 Four tubulaire de chauffage de fluide 17
Figure II.2 Modes de Transfert thermique 17
Figure II.3 Transfert thermique par conduction unidimensionnel. 18
Figure II.4 Transfert thermique par convection. 19
Figure II.5 Transfert thermique par convection 20
Figure II.6 Coefficient d'échange de la paroi externe avec l'ambiance (w/m².°C) 23
Figure III.1 Situation géographique de la région de Rhourde-Nouss 26
Figure III.2 Le four de chauffage d'huile 27
Figure III.3 Système de circulation d'huile 28
Figure III.4 Représentation des Flux de chaleur du four 30
Figure III.5 Organigramme de résolution du modèle 34
Figure IV.1 Evolution du rendement thermique du four en fonction de TFG 36
Figure IV.2 Evolution du rendement thermique du four en fonction de Tairde combustion 36
Figure IV.3 Evolution du rendement thermique du four en fonction de T0 37
Figure IV.4 Evolution du rendement du four en fonction du rendement de combustion 38
Figure IV.5 Evolution du rendement thermique du four en fonction du facteur d'air 39
Figure IV.6 Evolution du rendement thermique du four en fonction de UI 40

Liste des tableaux

Tableau II.1 Composition molaire (%) des gaz naturels 11
Tableau III.1 Flux de chaleur design du four sans préchauffage intermédiaire 28
Tableau III.2 Données opératoires design de l'huile 28
Tableau III.3 Données design de la combustion du fuel gaz. 29
Tableau III.4 Analyse du fuel gaz 29
Tableau III.5 Données opératoires actuelles 29
Tableau III.6 Valeurs des données de calcul du modèle 33
Tableau III.7 Comparaison des paramètres opératoires calculés et mesurées 34

Symbole

A_c	Surface extérieure du faisceau de tubes zones I,II	m^2
A_{cp}	Surface "plan froid" des tubes	m^2
A_T	Surface transversale moyenne des tubes zones I,II	m^2
A_w	Surface latérale des murs du fours zones I, II	m^2
Cp	Capacité calorifique d'huile	J/kg.°C
F	Facteur d'échange de rayonnement	-
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$W/m^{2.}°C$
K	Coefficient global de transfert de chaleur milieu four -extérieur	$W/ m^2.°C$
PCI	Pouvoir calorifique Inférieur du Fuel gaz	J/kg
T	Température	°C
V_{air}^{st}	volume d'airstochiométrique	Nm^3air/Nm^3FG
U	Coefficient de transfert de chaleur globaltube- huile,	$W/ m^2.°C$
ρ	Masse volumique de l'air aux CNTP	kg /Nm^3
α	Facteur d'efficacité d'absorption	-
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m^2K^4

Introduction général

La consommation énergétique mondiale est en progression continue. En 2009, l'Agence Internationale de l'Energie a estimé que la consommation énergétique totale était d'environ 508.10^{18} Joules. Plus de 80 % de cette consommation énergétique est attribuée aux énergies fossiles, dont 35 % en pétrole, 28 % en charbon et 23 % au gaz naturel [1]. Cependant, le secteur de l'industrie est l'un des secteurs les plus énergivores, consommant environ 54 % d'énergie totale distribuée mondialement [2]. Face à cette situation, le secteur industriel doit prendre des mesures pour limiter la consommation énergétique, en améliorant régulièrement son rendement énergétique et en réduisant de gaz à effet de serre.

Tous les Fours des unités algériennes actuelles de traitement de gaz naturel ou de pétrole sont dotés de systèmes de combustion au fuel gaz (gaz combustible). A sa fonction originale de traitement et de réchauffage est venue s'ajouter les caractéristiques principales de la combustion du gaz combustible qui sont l'inflammation et la combustion complète. Une approche réaliste de la conception des fours doit se baser sur le minimum de consommation d'énergie calorifique et le minimum de génération des effluents, en particulier les gaz à effet de serre(CO_2, NO_x et les imbrûlés). Pour résoudre les mesures d'optimisation énergétique et économique ainsi nécessaires, il est indispensable de disposer d'une connaissance détaillée du processus de fonctionnement, d'acquisition des paramètres opératoires reproductibles, acquise à l'aide d'une modélisation d'une approche énergétique du système.

Le four de chauffage d'huile caloporteuse de l'unité de traitement de gaz naturel CPF (Central Processing Facility) de Rhourde-Nousse (wilaya d'Illizi) qui fait partie de Sonatrach est pris comme exemple de cas d'étude. Le modèle développé pour se système sera validé par des mesures de température du fluide et des gaz de combustion à la sortie du système.

Le manuscrit est scindé en quatre chapitres pouvant être décrits succinctement comme suit :

- Le premier chapitre, est consacré pour une étude générale des fours de l'industrie du pétrole et du gaz.
- Le deuxième chapitre, est dédié à la combustion du gaz naturel et transfert de chaleur dans les fours tubulaires.
- Dans le troisième chapitre, le four de réchauffage d'huile de l'unité CPF est présenté, pour lequel une modélisation de son aspect thermique est développée.
- Le quatrième chapitre, est consacré à l'étude paramétrique de la performance énergétique de ce système.

Chapitre I Généralités sur les Fours de l'Industrie du pétrole et du gaz

I. Introduction

Dans la plupart des unités de raffinage ou de pétrochimie, l'apport de l'énergie thermique requise par le procédé se fait par l'intermédiaire de fours à chauffage dans lesquels l'énergie produite par la combustion est transmise directement au fluide à réchauffer qui circule dans un serpentin tubulaire ou un faisceau de tube. Vu le large éventail de conditions de travail, le type de four peut avoir un aspect différent et la technique de transfert de chaleur et les rendements thermiques peuvent également être très différents.

I.1 Les fours tubulaires

I.1.1Définition [3]

Les fours tubulaires à réchauffer sont destinés à réchauffer l'huile, les produits pétroliers à des températures élevées (supérieures à 200°C) dû à la chaleur naissant de la combustion du combustible. Dans des fours tubulaires il y a la chambre de rayonnement et celle de convection. Dans la chambre de rayonnement on installe les brûleurs où on brûle des combustibles (gaz ou mazout). La chaleur résiduelle des gaz de combustion (fumées) de la chambre de rayonnement est transférée vers la chambre de convection dans laquelle les tubes peuvent atteindre une température avoisinante 950 °C. Enfin, les fumées de combustion quittent le système à travers la cheminée ou collecteur d'échappement.

I.1.2 Domaine d'utilisation des fours tubulaires [4]

Les usages des fours tubulaires sont multiples mais chaque cas nécessite une étude particulière dans le but de concevoir le four le plus économique et le mieux adapté aux conditions imposées. On peut citer les exemples suivants :

- Réchauffage d'un fluide sans changement de phase ;
- Réchauffage d'un fluide avec vaporisation partielle ;
- Réchauffage d'un fluide avec réaction chimique ;

I.1.3 Différents types des fours tubulaires [5]

Il existe plusieurs types de fours, selon les dispositions des tubes, dans les zones de radiation et de convection.

- **Fours cylindriques verticaux** :la zone de radiation se présente sous la forme d'un cylindre à axe vertical. Les brûleurs sont placés sur la sole, à la base du cylindre. La surface d'échange couvre les parois et présente une symétrie circulaire par rapport au groupe de chauffage (Figure I.1).

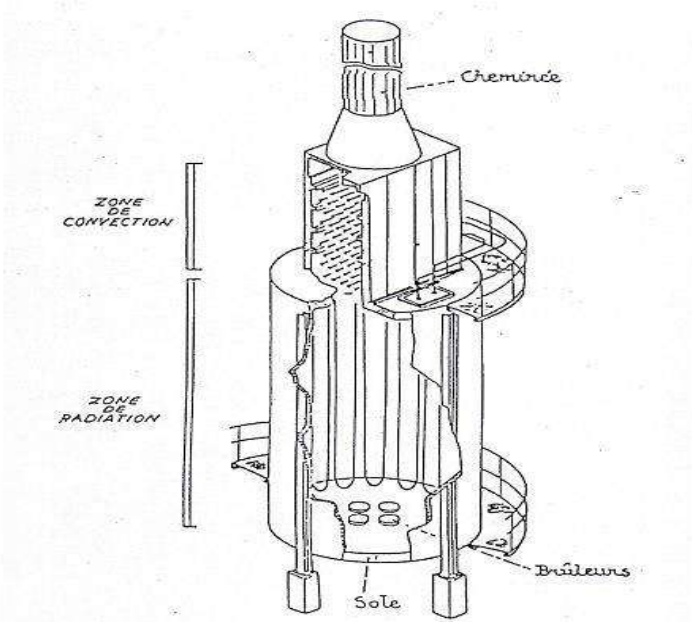


Figure I.1 : Four cylindrique vertical.

Selon, l'emplacement de la zone de convection, de radiation et la position des tubes on distingue plusieurs types des fours cylindriques verticaux suivants (Figure I.2) :

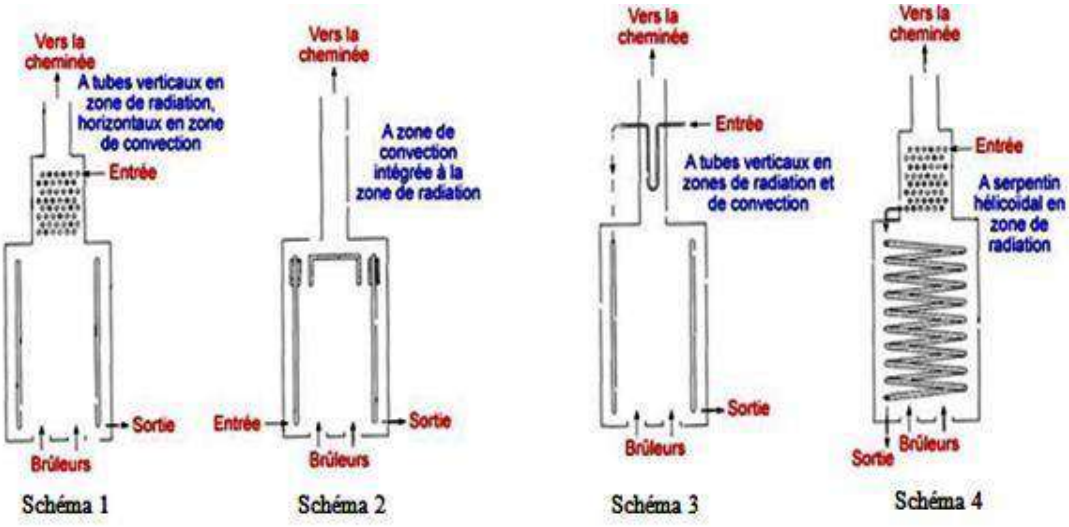


Figure I.2 : Types des fours cylindriques

- **Fours dits « boites » à tubes verticaux** : dans ces fours, la forme générale de la zone de radiation est celle d'un parallélépipède. Les brûleurs sont situés sur la sole, la surface d'échange couvre les parois verticales latérales (Figure I.3)

- **Fours dits « cabines » à tubes horizontaux** : dans ces fours la forme générale de la zone de radiation est celle d'un parallélépipède, dont la plus grande longueur est horizontale. Les tubes sont placés horizontalement le long des parois latérales les plus longues. Les bruleurs sont situés sur la sole ou sur la partie inférieure des murs latéraux les plus longs (Figure I-4).

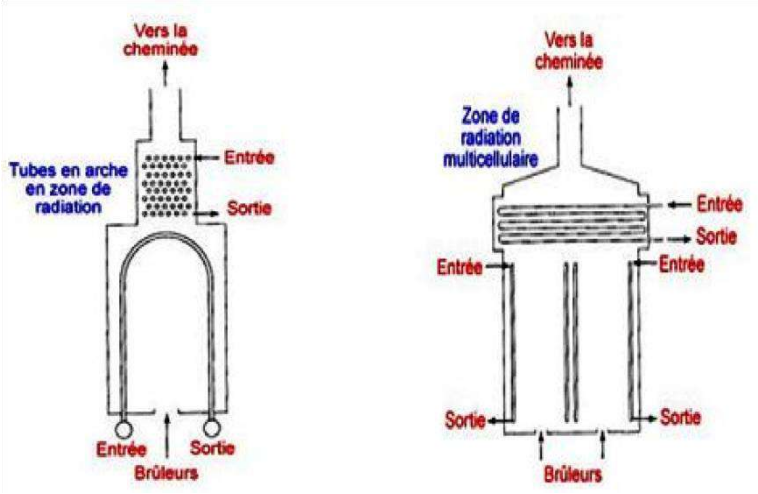


Figure I.3 : les fours dits boites à tubes verticaux

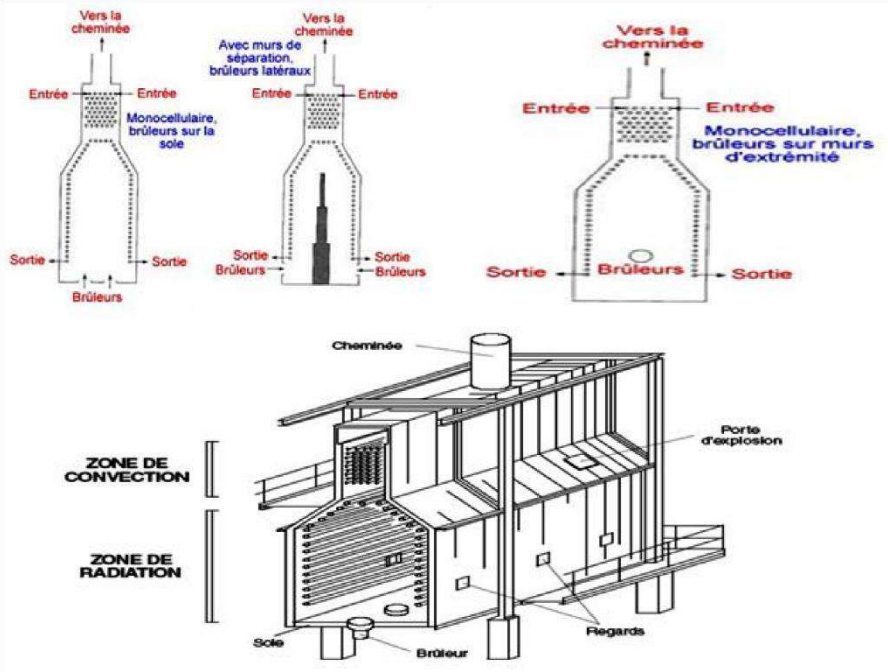


Figure I.4 : les fours dits boîtes à tubes horizontaux

- **Fours à chauffage par murs radiants** : la surface d'échange est placée dans le planmédian de la chambre de combustion. Les brûleurs sont repartis sur les parois latérales longitudinales (Figure I-5).

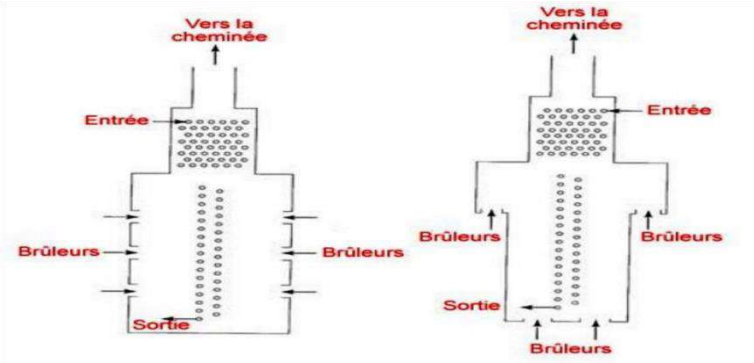


Figure I.5. Les fours à chauffage par murs radiants.

- **Fours dits à double chauffe** : dans ces derniers, le plan des tubes constituant la surface d'échange, est dans le plan médian des rangs de brûleurs (Figure I-6).

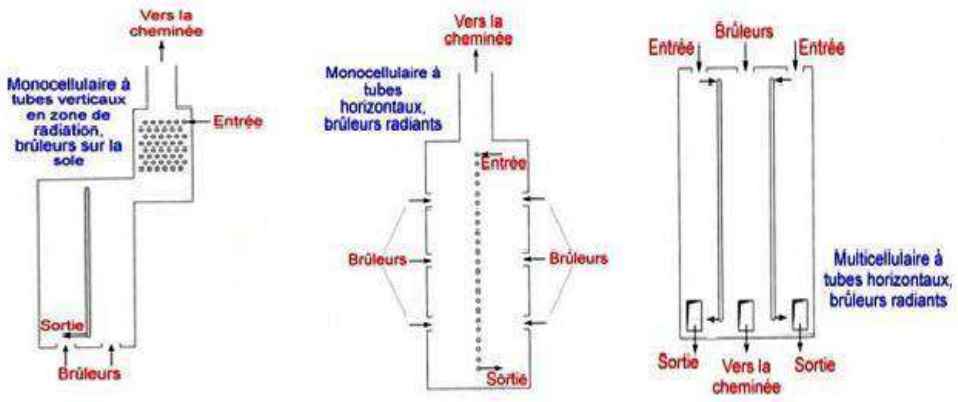


Figure I.6. Les fours dits à double chauffe

I.1.4 Description d'un four tubulaire [6]

Un four tubulaire est constitué d'une enveloppe métallique de formes diverses, souvent parallélépipédique ou cylindrique. Le four comporte une zone dite de radiation où les tubes sont directement exposés à la flamme et reçoivent la chaleur principalement par radiation des produits de la combustion (figure I.7). Cette zone est aussi appelée chambre de combustion où se développe la flamme et dans laquelle sont disposés les tubes en une ou parfois en deux rangées. La zone de convection est constituée d'un faisceau de tubes placés perpendiculairement ou parallèlement à la direction des fumées. Dans les deux cas, on cherche à obtenir une vitesse assez grande pour les fumées, de façon à augmenter, le coefficient d'échange. Les tubes placés en zone de convection ont quelquefois leur surface extérieure recouverte d'ailettes ou d'aiguilles qui augmentent la surface d'échange de chaleur.

L'enveloppe métallique du four doit être suffisamment renforcée pour résister aux actions du vent et supporter l'ensemble du faisceau tubulaire. La chambre de combustion étant en général en dépression par rapport à l'atmosphère du fait du tirage de la cheminée, cette enveloppe doit être

suffisamment étanche pour éviter des entrées d'air parasites qui auraient un effet néfaste sur le rendement du four.

Le plancher de la zone de combustion constitue la sole du four et possède des parois intérieures protégées contre les effets de la température par un garnissage réfractaire et isolant. Les parois des fours verticaux sont munies d'orifices dans lesquels sont placés les brûleurs. Un certain nombre de regards permettent d'observer la combustion, la forme des flammes, la tenue des tubes. Des portes d'accès à l'intérieur du four sont aussi ménagées dans les parois.

Enfin, les fumées quittent le four par l'intermédiaire de la cheminée en passant par le réchauffeur d'air. La cheminée de forme cylindrique peut être située directement sur le four ou sur une fondation séparée. Le conduit amenant les fumées à la base de la cheminée s'appelle carneau.

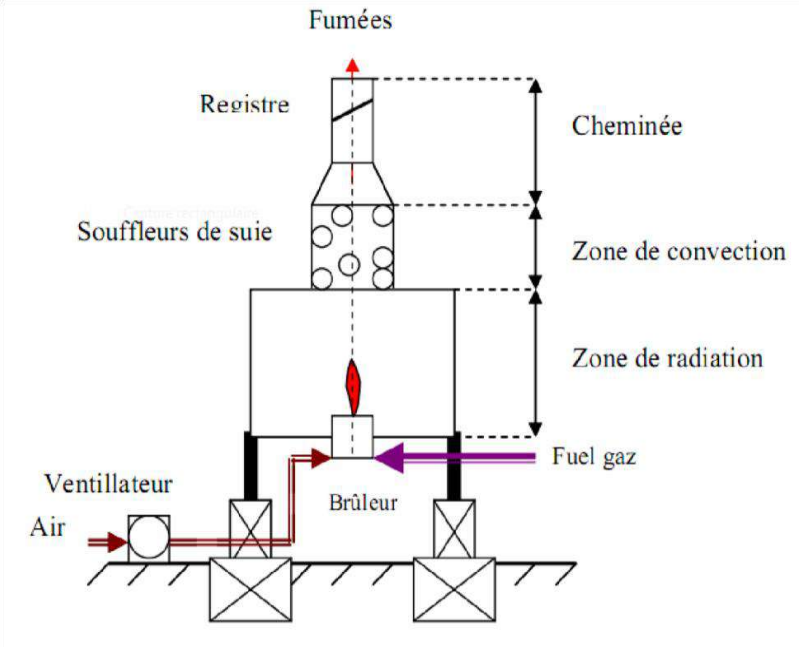


Figure I.7 : schéma simplifie d'un four tubulaire

I.1.5 Constitution d'un four tubulaire [6]

1.5.1 Faisceaux tubulaires

Les faisceaux sont généralement constitues de tubes droits, sans soudure, relies entre eux par des coudes à 180° soudes sur les tubes, ou par des liaisons spéciales, appelées boites de retour, comportant un ou deux orifice fermes par des bouchons. Ces dispositifs permettent l'observation et le nettoyage de l'intérieur des tubes. Le choix du matériau pour les faisceaux des tubes repose sur leur résistance à la corrosion par le fluide chauffé, à l'oxydation par les fumées chaudes, à la pression intérieure du fluide chauffé, aux contraintes mécaniques dues à la température et au poids du faisceau tubulaire.

1.5.2Garnissage des parois du four

L'enveloppe des fours est constituée d'une paroi métallique revêtue intérieurement d'un garnissage isolant et réfractaire. Les propriétés requises pour le garnissage isolant réfractaire sont une conductivité thermique faible, une température pyroscopique élevée, une résistance mécanique élevée, une bonne résistance aux variations de température et une facilité de mise en œuvre.

Les différents types de garnissage au contact des fumées utilisent les briques réfractaires, le béton isolant réfractaire et les fibres céramiques.

1.5.3 Bruleurs

Les brûleurs ont pour fonction de réaliser la combustion et donc d'assurerle mélange du combustible et du comburant, l'inflammation du mélange, la stabilité de la combustion tout en assurant une combustion complète et la stabilité de la flamme par la chaleur qu'elle rayonne. La figure suivante (I-8) montre des brûleurs en marche.



Figure I.8. Flamme des bruleurs

1.5.4 Cheminée

La cheminée de forme cylindrique peut être située directement sur le four ou sur une fondation séparée. Le rôle de la cheminée est de conduire les fumées dans l'atmosphère et mettre, par son tirage, la chambre de combustion en dépression qui provoque ainsi l'entrée d'air nécessaire à la combustion.

Les fumées quittent le four par l'intermédiaire de la cheminée en passant dans le cas échéant par le réchauffeur d'air. Ce réchauffeur est un échangeur de chaleur tubulaire ou à plaques qui réchauffe l'air de combustion avec les fumées sortantes de la cheminée.

Le circuit d'évacuation des fumées est muni de souffleurs de suie qui ont pour but d'éliminer la suie qui se dépose sur la surface extérieure des tubes de convection afin de ne pas limiter les échanges thermiques et de ne pas accroître les pertes de charge.

1.5.5 Contrôle et marche des fours [6]

La plupart des fours de raffinerie sont équipés d'une régulation automatique de la température de sortie du fluide réchauffé, le débit de combustible étant asservi à cette température. Comme les installations ont tout un contrôle automatique poussé, les variations de température de sortie sont faibles et il n'est pas nécessaire de prévoir un réglage automatique de la combustion et en particulier de l'excès d'air. Cependant, dans le cas d'une variation importante du débit de combustible, il faut procéder au réglage manuel de l'excès d'air. La combustion doit être l'objet d'une surveillance continue, en particulier, en ce qui concerne la température des fumées, la dépression dans le four et la forme des flammes. Toute valeur excessive de la température des fumées, de même que la montée en pression à l'intérieur du four, peuvent provoquer des dommages préjudiciables au fonctionnement ou à la vie du four.

I.2Aspect Energétique du four

La structure du four est requise pour fournir un espace de forme optimale pour le processus de combustion et pour un transfert de chaleur efficace, minimiser les pertes de rayonnement et de convection.

I.2.1. Rendements du four

2.1.1 Rendement de combustion [7]

On définit les différentes puissances thermiques Q ; la puissance thermique apportée au brûleur par le combustible, Qc ; la puissance thermique disponible dans la chambre et Q_f ; la puissance thermique emportée par les fumées à la sortie de la chambre(ce qu'on appelle la "perte à la cheminée"). Le bilan thermique de la chambre exprime la conservation de l'énergie c'est-à-dire que la puissance apportée au brûleur est égale :

$$Q = Qc + Qf \tag{I.1}$$

Le rendement de combustion **(η_c)** comme étant le rapport de la puissance Qc disponible dans la chambre à la puissance apportée au brûleur, soit :

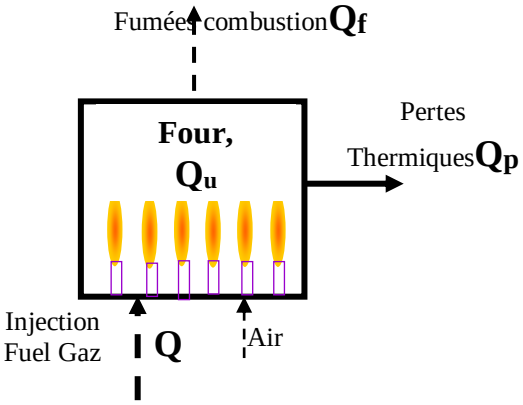
$$\boldsymbol{\eta c} = \frac{Qc}{Q} \tag{I.2}$$

$$\boldsymbol{\eta c} = 1 - \frac{Qf}{Q} \tag{I.3}$$

Le rendement de combustion dépend essentiellement du volume et de la température des fumées

2.1.2 Rendement utile

Quel que soit le four, l'objectif est de fournir aux produits une quantité de chaleur utile Q_u. En considérant une partie Qp de cette puissance est perdue, typiquement, par conduction à travers les parois de la chambre.Le bilan énergétique s'écrit



$$Q - Q_u = Q_p + Q_f \tag{I.4}$$

La combinaison des équations (I.1) et (I.4) donne la puissance utile servant à chauffer la charge

$$Qu = Qc - Qp \tag{I.5}$$

Le terme (Q_p+Q_f) représente la puissance thermique totale perdue.

Le rendement (η_u) du four est le rapport de l'énergie utile Qu à l'énergie Q qu'il faut fournir au four sous forme de combustible, soit :

$$\boldsymbol{\eta_u} = \frac{Qu}{Q} \tag{I.6}$$

En définissant le rendement disponible de la chambre par :

$$\boldsymbol{\eta_d} = \frac{Qu}{Qc} = \left(1 - \frac{Q_p}{Q_c}\right) \tag{I.7}$$

Le rendement utile ou énergétique global du four peut s'écrire :

$$\eta_u = \frac{Qu}{Q} = \frac{\eta_c}{Q_c} \times Q_u \tag{I.8}$$

$$\boldsymbol{\eta_u} = \boldsymbol{\eta_c} \times \boldsymbol{\eta_d} \tag{I.9}$$

I.2.2 Gestion énergétique des fours industriels [8]

L'utilisation rationnelle de la consommation énergétique des fours industriels, peut se réaliser au moyen d'une bonne régulation du rapport combustible-air et d'une maintenance rigoureuse.

2.2.1 Régulation Air-combustible

Une bonne installation assure la combustion efficace du combustible en maintenant la quantité minimale d'excès d'air sans présence importante de corps combustibles dans les gaz de combustion. Une bonne régulation du rapport combustible-air des fours à combustible minimise les pertes dans les gaz de combustion. Pour obtenir un bon rapport, il suffit d'installer une vanne d'alimentation et des registres d'air comburant asservies à un régulateur commun.

2.2.2. Possibilités de maintenance

Les possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie d'énergie exécutées périodiquement

- Réglages appropriés du bruleur
- Vérification de l'excès d'air et les corps combustibles dans les gaz de combustion
- Nettoyage des surfaces de l'échangeur de chaleur
- Remplacement ou réparation d'isolants manquants ou endommagés
- Remise en place des portes ou des couvercles
- Vérification périodique de la pression du four

Chapitre II Combustion du gaz naturel et Transfert de chaleur

Dans les fours tubulaires

II. Introduction

Ce chapitre est consacré à une brève description du processus de combustion du gaz naturel et ses principes fondamentaux. Nous abordons également l'aspect thermique dans les différentes zones des fours tubulaires chauffés par les fumées produites par la combustion du combustible gazeux.

II.1 Combustion du gaz naturel [9]

Les gaz naturels proviennent de gisements naturels souterrains ou sous-marins. Ils sont essentiellement constitués de méthane, mais peuvent contenir aussi d'autres composants, notamment des hydrocarbures saturé (éthane C_2H_6, Propane C_3H_8, butane et isobutane C_4H_{10}, pentane C_5H_{12}) et des gaz inertes tels que l'azote ou le dioxyde de carbone. Le tableau I-1 donne les compositions types de ces différents gaz. Leur composition exacte dépend de leur origine.

Les gaz naturels livrés à la consommation sont caractérisés par une teneur totale en soufre relativement faible par rapport à d'autres types de combustibles (fioul, gaz de cokerie). La teneur totale en soufre présent dans les composés minéraux (H_2S) ou organiques (mercaptans) des gaz naturels représente en effet seulement 0.9 mg/kWh, alors que celle du fioul ordinaire par exemple est d'environ 500 mg/kWh. Le gaz naturel est donc un combustible propre.

Tableau II.1 Composition molaire (%) des gaz naturels

Nature du gaz	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_8	C_5H_{12}	N_2	CO_2
Lacq	97.3	2.1	0.2	0.1	-	0.3	-
Algérie (Fos)	91.2	6.5	1.1	0.2	-	1.0	-
Algérie (Montoir)	88.6	8.2	2.0	0.6	Traces	0.6	-
Mer du Nord	88.2	5.4	1.2	0.4	0.2	3.2	1.4
U R S S	96.2	1.2	0.3	0.1	0.1	1.8	0.3

II.1.1Grandeurs théoriques de la combustion [9]

1.1 Définition de la combustion

Le terme de combustion s'applique à l'ensemble des réactions chimique qui se produisent au cours de l'oxydation complète ou partielle d'un combustible. La combustion complète d'un hydrocarbure conduit à la formation de vapeur d'eau et de dioxyde de carbone, et peut être représentée par une réaction globale du type.

$$C_n H_m + (n + m/4)\, O_2 = n\, CO_2 + m/2 H_2O \qquad \text{(R-1)}$$

En réalité, le processus de combustion ne peut être décrit par cette seule réaction globale. En effet, l'oxydation d'un hydrocarbure s'effectue suivant des mécanismes réactionnels complexes constitués de réactions en chaine ramifiées, faisant intervenir un grand nombre d'espèces chimiques intermédiaires, comme par exemple le monoxyde de carbone et l'hydrogène, ainsi que des espèces radicalaires telles que O, H, OH. La combustion est donc un phénomène complexe, qui ne peut se développer que sous certaines conditions d'inflammabilité et de propagation. Elle est exothermique et apparait le plus souvent sous la forme d'une flamme, constituée par le volume gazeux dans lequel s'effectuent les réactions d'oxydation.

1.2. Combustion stœchiométrique

Le pouvoir comburivore du gaz combustible, appelé également air stœchiométrique, est défini comme la quantité d'air nécessaire et suffisante pour assurer la combustion complète de l'unité de volume de ce gaz. Il s'exprime en Nm^3 d'air/ Nm^3 de gaz. En supposant que la fraction volumique d'oxygène contenue dans l'air est de 21 % et en considérant la réaction globale d'oxydation complète d'un hydrocarbure C_nH_m écrire précédemment, l'air stœchiométrique V_a qui permet d'obtenir la combustion complète, sans excès ni défaut d'air vaut :

$$V_a = \frac{(n+m/4)}{0.21} \qquad \text{(II.1)}$$

Ainsi, dans le cas du méthane, V_a est égale à $9.52 Nm^3$ d'air/ Nm^3 de gaz. En tenant compte de la composition type des gaz naturels donnée précédemment, le pouvoir comburivore du gaz de Lacq peut être évalué à $9.7 Nm^3$ d'air/ Nm^3 de gaz.

1.3 Combustion complète en excès ou en défaut d'air

Le facteur d'air du mélange combustible λ, appelé aussi taux d'aération, s'exprime en fonction du pouvoir comburivore du gaz V_a, et du rapport entre le volume d'air et le volume de gaz combustible réellement introduits dans le mélange. Le facteur d'air λs'exprime alors plus simplement sous la forme suivante :

$$\lambda = \frac{V_{air}^{reel}}{V_{air}^{stoech}} \quad \text{(II.2)}$$

La combustion complète d'un mélange dans les conditions stœchiométriques s'effectue à un facteur d'air λ= 1, et se caractérise par l'oxydation totale du carbone et de l'hydrogène du gaz combustible ainsi que par la consommation totale de l'oxygène de l'air comburant Les produits de combustion contiennent seulement du dioxyde de carbone, de la vapeur d'eau et de l'azote. On parle de combustion complète en excès d'air lorsque le facteur d'air du mélange combustible λ est supérieur à 1, et de combustion complète en défaut d'air lorsque le facteur d'air n est inférieur à 1.

1.4. Combustion incomplète

On dit qu'une combustion est incomplète lorsqu'en raison de conditions défavorables (mélange non homogène, température insuffisante), une partie du gaz ne participe pas à la combustion, et ce quel que soit le facteur d'air. Cette combustion se caractérise par la présence simultanée d'oxygène et d'imbrûlés, notamment du monoxyde de carbone CO dans les produits de combustion.

1.5. Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique d'un combustible gazeux correspond à la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète par unité de volume de combustible, dans les conditions normales de température et pression (273 K, 1 atm). Il s'exprime en $kWh.Nm^{-3}$.Le pouvoir calorifique est dit supérieur (PCS) quand l'eau produite lors de la combustion est supposée ramenée à l'état liquide, tandis que le pouvoir calorifique est dit inférieur (PCI) quand cette eau de combustion est supposée restée à l'état de vapeur. Les pouvoirs calorifiques supérieur et inférieur du gaz de Lacq, valent PCS = 11.3 $kWh. Nm^{-3}$et PCI = 10.2 $kWh. Nm^{-3}$.

1.6. Température d'inflammation

La température d'inflammation est la température minimum à laquelle il faut porter un mélange combustible-comburant pour que la réaction d'oxydation se produise spontanément et complètement. Lorsque un tel mélange est porté à cette température, deux phases seront considérées ; la période d'induction et la période d'inflammation.

1.7. Température théorique de combustion

La température théorique de combustion est la température à laquelle seraient portes les produits de la combustion complète, si toute la chaleur dégagée par la réaction (PCI) était utilisée à les échauffer.

Dans la réalité, la combustion s'effectue toujours avec des pertes de chaleur, cette température théorique n'est donc par le calcul, en effectuant le bilan enthalpique des constituants des produits

humides de la combustion. La température théorique de combustion dépend donc du facteur d'air et de la température initiale du mélange combustible.

II.2. Oxydation de Méthane

Le méthane étant le composé majoritaire et prédominant du mélange constituant le gaz naturel ou le fuel gaz de l'industrie algérienne du pétrole et du gaz (tableau II.1), il est ainsi sélectionné pour représenter l'oxydation et la combustion de ces combustibles gazeux.

II.2.1. Mécanisme Réactionnel

De tous les composes de la série des alcanes le méthane est celui qui s'oxyde le moins facilement cela est dû à la stabilité importance de la molécule CH_4 et à la faible réactivité de radical méthyle CH_3 par rapport à celle de radicaux analogue C_2H_5, C_3H_7 intervenant dans la combustion des hydrocarbures de rang supérieur. Dans le cas d'un mélange pauvre en méthane, la voie d'oxydation du méthane, appelée voie en C_1, est très largement prépondérante, mais ne constitue pas le seul chemin possible. Il donne lieu à l'apparition successive du radical méthyle CH_3, du formaldéhyde CH_2O, du radical formyle CHO et enfin du monoxyde de carbone. Les réactifs responsables de la formation de ces espèces intermédiaires sont essentiellement les radicaux H, O et OH, formés au cours du mécanisme réactionnel d'oxydation de l'hydrogène.

Les réactions les plus importantes intervenant au cours de l'oxydation direct de CH_4 en CO où **M** représente une molécule quelconque, sont les suivantes :

L'initiation : $CH_4 + M \Rightarrow CH_3 + H + \mathbf{M}$ (R-1)

Propagation et production de H2 : $CH4 + H \Rightarrow CH_3 + H_2$ (R-2)

Chaine ramifiées $H_2, O_2 \Rightarrow OH, O, H, H_2O$ (R-3)

Propagation : $CH_4 + OH \Rightarrow CH_3 + H_2O$ (R-4)

Ramification : $CH_4 + O \Rightarrow CH_3 + OH$ (R-5)

Propagation et formation de formaldéhyde $CH_3 + O \Rightarrow HCHO + H$ (R-6)

Chaine de HCHO : $HCHO + OH \Rightarrow CHO + H_2O$ (R-7)

$$CHO + \mathbf{M} \Rightarrow CO + H + \mathbf{M} \qquad \text{(R-8)}$$

L'oxydation du méthane conduit à la formation de monoxyde de carbone dont la combustion finale fournit l'essentiel de l'énergie dégagée lors de la combustion, CO est oxydé en CO_2 presque exclusivement par réaction :

$$CO + OH \longrightarrow CO_2 + H \qquad \text{(R-9)}$$

Cette réaction entre en compétition avec les autres réactions possibles du radical OH, notamment celles avec les radicaux hydrocarbures. Comme celles-ci sont beaucoup plus rapides, la réaction de formation de CO_2 se trouve inhibée durant le processus de combustion, jusqu'à ce que les espèces hydrocarbonées aient presque totalement disparu. Ce n'est donc qu'à ce stade, en fin de combustion, que la concentration en OH augmentant, le CO est rapidement oxydé en CO_2, ce qui s'accompagne d'un important dégagement de chaleur.

Notons que la formation de CO_2 par la réaction directe :

$$CO + O_2 \longrightarrow CO_2 + O \qquad \text{(R-10)}$$

Est lente et d'importance secondaire.

Il existe une seconde voie d'oxydation, désignée sous le nom de voie en C_2, qui grâce à la recombinaison des radicaux méthyles conduit à la formation d'hydrocarbures de rang 2, principalement l'éthane C_2H_6. Dans le cas de mélanges stœchiométriques ou de mélanges riches en méthane, les hydrocarbures intermédiaires de rang 2 peuvent apparaitre en quantité relativement importante, et cette seconde voie d'oxydation ne peut alors être négligée.

La réaction globale la plus simple représentant la combustion de méthane s'écrit :

$$CH4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O \qquad \text{(R-11)}$$

II.2.2. Formation de polluants [10]

Les installations de combustion rejettent plusieurs types de polluants. Ce sont principalement :

- les poussières, contenant à la fois des impuretés minérales provenant du fuel et des résidus carbonés de combustion incomplète ;
- Une partie du combustible ne participe pas à la combustion, et ce quel que soit le facteur d'air. Cette combustion se caractérise par la présence simultanée d'oxygène et d'imbrûlés, notamment du monoxyde de carbone CO dans les produits de combustion.
- Les produits sulfurés, désignés par le sigle SOx, mais constitué essentiellement d'anhydride sulfureux SO_2, lui-même issu du soufre contenu dans le combustible ;
- les oxydes d'azote, NOx plus précisément des mélanges de NO et NO_2. Ces polluants sont formés à la fois à partir de l'azote de l'air et de l'azote du combustible. L'azote de l'air reste globalement neutre dans la combustion. Une infime partie est oxydée. Ils ne sont pas pris en compte dans les

équations de combustion classique, mais sont à l'origine des pluies acides par formation d'acide nitrique. C'est pourquoi des textes de loi limitant les rejets de NOx existent selon le combustible et la puissance.

- Des produits spécifiques comme les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), présents en très faibles concentrations.
- Le refroidissement brusque dû aux échanges de chaleur avec les parois de la chambre va « figer » la composition des produits qui va rester à basse température celle qu'elle était à haute température. La réaction ne pourra plus se produire à basse température ou plutôt elle s'opérera à vitesse infiniment plus lente (car les constantes d'équilibre sont fonctions exponentielles de la température). Par exemple, la combustion ne sera pas tout à fait complète même en excès d'air : on mesurera une présence importante de CO, NO... H2. La réaction du gaz à l'eau permet de calculer la répartition de H2 et de CO dans les fumées de combustion incomplète.

Ainsi, la combustion a une influence sur la formation aléatoire des polluants, aussi bien par le type de combustion (riche ou pauvre), que par la qualité de la combustion (complète ou incomplète). La combustion dans un dispositif de production d'énergie (moteurs, turbines, chaudières, fours) se produit par rapport à un type de combustion adapté à sa technologie et selon différents types de combustibles (liquide, gazeux, solides) [**11**]. Par exemple, dans les moteurs, nous avons les moteurs à essence qui fonctionnent avec une combustion riche et les moteurs diesel qui fonctionnent avec une combustion pauvre; de même les moteurs à essence seront alimentés par un carburant léger (ordinaire) tandis que les moteurs diesel seront alimentés par le gasoil beaucoup plus lourd.

II.2.3. Moyens mise en œuvre et dispositifs technologiques

Deux grandes voies d'action sont possibles et portent soit sur le combustible, soit sur les techniques de combustion.

Combustibles peu polluants

- Utilisation des additifs catalyseurs de combustion. Ceux-ci sont généralement à base de métaux (fer, calcium, manganèse, etc.…). Ils agissent favorablement à la fois sur la dispersion des asphaltées et sur les mécanismes intimes de combustion, en générant des radicaux OH. La quantité de métal ajouté doit être très faible, afin de ne pas créer, par elle-même, d'augmentation de la masse de poussière minérale.
- Choix du type de fuel à mettre en œuvre.
- Emploi de fuels peu riches en azote ou éventuellement dénitrifiés.

Dispositifs technologiques

- Traitement de poussières et désulfuration
- Réduction d'émissions de NOx (agir sur le procédé de combustion ou sur le traitement des fumées).

II.3. Transfert de chaleur dans les fours tubulaires

Pour le four tubulaire de chauffage de fluide (figure II.1), la chaleur des fumées est cédée directement au fluide froid qui circule dans un serpentin tubulaire.

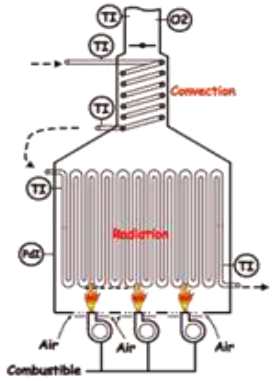


Figure II.1. Four tubulaire de chauffage de fluide

II.3.1 Modes de transfert thermique

La combustion de la flamme induit trois modes de transfert de la chaleur. Ces transferts couplés permettent de chauffer la charge à l'intérieur du tube. Ils sont tous les trois représentés [**12**] schématiquement en figure II.2.Le tube reçoit de l'énergie par rayonnement des gaz chauds et de la paroi du four ; ainsi que par convection des écoulements pariétaux. Enfin, il transfère au travers de sa paroi la chaleur reçue par les gaz à la charge, par conduction thermique. La convection interne permet un transfert d'énergie de la paroi interne des tubes vers le fluide.

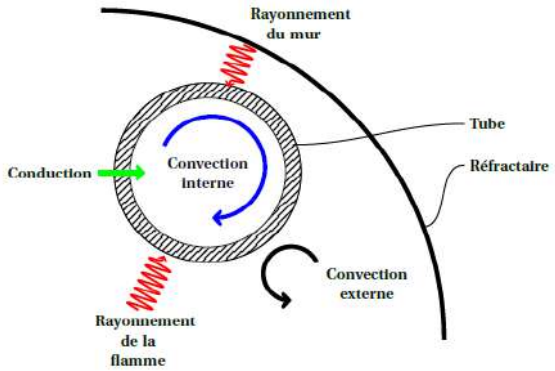


Figure II.2. Modes de Transfert thermique

Conduction

La chaleur est transmise par contact direct, sans mouvement d'ensembles. Elle s'observe principalement dans les solides puisqu'il n'y a pas de convection dans les solides. C'est l'agitation thermique microscopique qui se transmet [**12**].Dans les métaux, la conduction fait intervenir les électrons libres qui les rendent bons conducteurs de la chaleur. En revanche dans les isolants, la conduction se fait mal .Pour la conduction de la chaleur, l'équation de la vitesse est connue comme la loi de Fourier. Pour la paroi plane unidimensionnelle représentée sur la figure II.3, ayant une distribution de température T (x), le flux est exprimé par l'équation (II.3). Le flux de chaleur q''(W / m^2) est le taux de transfert de chaleur dans la direction x par unité de surface perpendiculaire à la direction de transfert, et il est proportionnel au gradient de température, dT / dx, dans cette direction.

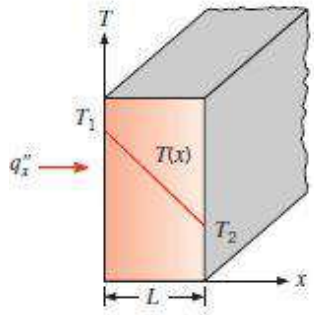


Figure II. 3. Transfert thermique par conduction unidimensionnel.

$$q''_x = -k\frac{dT}{dx} \qquad \text{(II.3)}$$

La Convection

Le transfert de chaleur par convection est attribuable au mouvement macroscopique d'un fluide, qui Transporte avec lui l'énergie qu'il contient, et est donc limité aux liquides et aux gaz. La convection Peut-être naturelle (ou libre) quand c'est l'inhomogénéité de température qui permet le mouvement du fluide par gravité. Elle est forcée si un dispositif mécanique fait circuler le fluide [**12**].Les échanges de chaleur en convection ont pour origine le mouvement d'un fluide. Ce mouvement peut être provoqué par une cause mécanique (circulation d'un fluide dans une canalisation sous l'effet d'une pompe, d'une différence de niveau …) : il s'agit d'une convection forcée. La figure II.4, montre le passage d'un fluide autour d'un paquet de tubes créant donc la convection forcée.

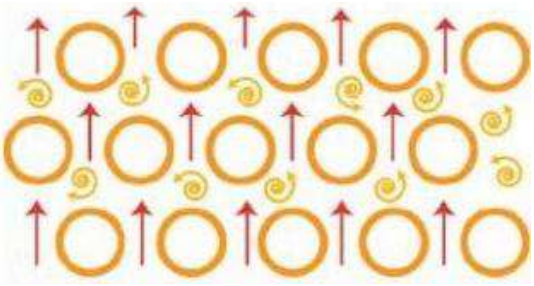


Figure II.4. Transfert thermique par convection.

Ce mouvement peut prendre naissance sous l'effet même des échanges thermiques qui font apparaitre dans le fluide des différences de température et, par suite, des différences de densité : il s'agit alors d'une convection naturelle (tuyauterie chaude exposé à l'air, récipient chauffé par le fond).

Le flux local de transfert thermique par convection entre une surface et un fluide est donné par la relation de Newton [**13**] :

$$Q = h \times A \times (T_{surface} - T_{fluide}) \quad \text{(II.4)}$$

Rayonnement

Pour les problèmes considérés en combustion, le rayonnement se situe entre l'infrarouge et levisible et a un impact sur la matière. Lorsqu'il atteint une surface, il peut être réfléchi, transmis ou absorbé. Tous les matériaux émettent de l'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques [**12**]. La fraction de l'énergie qui est absorbée se manifeste sous forme d'échauffement du matériau. Les gaz et les liquides peuvent également absorber de l'énergie radiative, mais dans une moindre mesure. Le rayonnement est un procédé thermique très différent de la convection et de la conduction. Du fait de sa nature ondulatoire, le rayonnement thermique peut transporter de l'énergie sur de longues distances à la vitesse de la lumière sans nécessiter un support naturel. Une autre différence importante est la dépendance en température de ces transferts. Le transfert par rayonnement est proportionnel à la différence de température à la puissance quatre. Le transfert d'énergie radiative est donc très important dans les systèmes de combustion où la différence entre les gaz frais et les gaz brûlés est de l'ordre de 1000K. Du fait de son caractère non local et de la complexité des mécanismes d'absorption des gaz, le rayonnement thermique est particulièrement difficile à modéliser et à calculer. Le rayonnement des flammes éclairantes (figure II.5) dépend de la quantité de matière solide déposée dans la flamme, généralement du carbone, qui est chauffée jusqu'à l'incandescence, conférant à la flamme son éclat. Le manque de connaissances précises concernant le rayonnement des gaz et des flammes est encore plus grand **[14].**

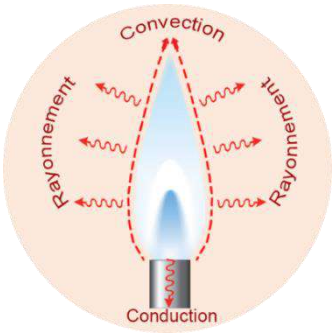


Figure II.5. Transfert thermique par convection

II.3.2 Transfert thermique dans les zones du four tubulaire

Dans les fours industriels Entre 50% et 70% de la chaleur totale est transférée dans la section radiante. La température du gaz dépend du combustible utilisé et de la quantité d'air excédentaire. Environ 20% d'air en excès est normalement utilisé pour les combustibles gazeux et 25% pour les combustibles liquides. L'excès d'air est utilisé pour empêcher la formation de suie et de monoxyde de carbone. L'augmentation de l'excès d'air a pour effet de réduire la température de la flamme adiabatique et d'augmenter le débit de gaz de cheminée, déplaçant ainsi la chaleur disponible de la section radiante à la section convective.

Zone de radiation

- Le transfert de chaleur par radiation à partir d'une surface est régi par l'équation de Stefan-Boltzmann :

$$q_r = \sigma T^4 \qquad \text{(II.5)}$$

q_r = flux de chaleur par radiation (W/m^2)
σ = constante de Stefan-Boltzmann, 5,67 × 10-8 (W/m^{2}K^4)
T = température de la surface (K)

Pour l'échange de chaleur entre les gaz de combustion et les tubes chauds, l'équation peut s'écrire :

$$Qr = \sigma \times (\alpha \times A_{cp}) \times F \times (T_g{}^4 - T_t{}^4) \qquad \text{(II.6)}$$

Qr = flux de chaleur par rayonnement (W)
A_{cp} = surface "plan froid" des tubes= nombre de tubes × longueur exposée × pas de tube
α = facteur d'efficacité d'absorption
F = facteur d'échange de rayonnement
T_g = température des gaz chauds (K)
T_t = température de surface du tube (K)

Sachant que le facteur d'échange de rayonnement, F, dépend de la disposition des surfaces et de leur émissivité et de leur absorptivité. Les gaz de combustion sont de mauvais radiateurs, car seul le dioxyde de carbone et la vapeur d'eau, environ 20% à 25% du total, émettront des rayonnements

dans le spectre thermique. Pour un four, le facteur d'échange dépend de la pression partielle et de l'émissivité de ces gaz ainsi que de la disposition du réchauffeur. La pression partielle dépend du type de carburant utilisé, du liquide ou du gaz et de la quantité d'air excédentaire. L'émissivité du gaz est fonction de la température **[15].**

-Le transfert de chaleur à l'extérieur des tubes est représenté également par le transfert de convection qui vient s'ajouter au transfert de rayonnement, il vient pour la chaleur transmise par convection

$$\boldsymbol{Qc} = \boldsymbol{h_c} \times \boldsymbol{A_c} \times (\boldsymbol{T_g} - \boldsymbol{T_t}) \quad \text{(II.7)}$$

$\boldsymbol{Qc}$ = flux de chaleur par convection (W)
$\boldsymbol{A_c}$ = surface extérieure du faisceau des tubes (m^2)
$\boldsymbol{h_c}$ = coefficient de transfert de chaleur par convection (W/ m^2. °C)
$\boldsymbol{T_g}$ = température des gaz chauds (°C)
$\boldsymbol{T_t}$ = température de surface du tube (°C)

-La chaleur perdue par les murs constitués de couches de briques isolantes et réfractaires s'écrit

$$\boldsymbol{Qw} = \boldsymbol{K} \times \boldsymbol{A_w} \times \left(\boldsymbol{T_g} - \boldsymbol{T_0}\right) \quad \text{(II.8)}$$

$\boldsymbol{Qw}$ = flux de chaleur à travers les murs (W)
$\boldsymbol{A_w}$= surface des murs (m^2)
$\boldsymbol{K}$ = coefficient global de transfert de chaleur (W/ m^2. °C)
$\boldsymbol{T_g}$= température des gaz chauds (°C)
$\boldsymbol{T_0}$= température ambiante (°C)

-La chaleur perdue par les fumées quittant la zone est

$$\boldsymbol{Q_f} = \boldsymbol{m_f} \times \boldsymbol{C_f} \times \left(\boldsymbol{T_f} - \boldsymbol{T_0}\right) \quad \text{(II.9)}$$

$\boldsymbol{Q_f}$ = flux de chaleur véhiculé par les fumées(W)
$\boldsymbol{m_f}$ = débit massique des fumées (kg/s)
$\boldsymbol{C_f}$= chaleur spécifique des fumées à la température (Ws/ kg. °C)

-La chaleur transférée vers le fluide à chauffer, circulant à l'intérieur des tubes s'écrit ;

$$\boldsymbol{Q_{fluide}} = \boldsymbol{U} \times \boldsymbol{A_T} \times \left(\boldsymbol{T_t} - \boldsymbol{T_{fluide}}\right) \quad \text{(II.10)}$$

$\boldsymbol{U}$: Coefficient de transfert de chaleur global (W/m^2. °C)
$\boldsymbol{A_T}$: Surface transversale moyenne (m^2)

T_{fluide}= température du fluide à chauffer (°C)

Zone de convection

Les gaz de combustion s'écoulent à travers les tubes dans la section de convection. Le coefficient global dépend de la vitesse et de la température du gaz, ainsi que de la taille des tubes. Le coefficient de transfert de chaleur du côté gaz est faible et lorsque des surfaces étendues sont utilisées, il faut tenir compte de l'efficacité de l'ailette. Pour la zone de convection, le transfert de chaleur sera supposé effectué principalement par convection, les équations (II.6-II.9) demeurent ainsi valables et applicables.

Coefficients de transfert thermique dans les deux zones du four

Une partie essentielle du calcul thermique est la détermination des coefficients de transfert de chaleur dans les zones du four. Ces coefficients peuvent être exprimés par les équations ci-après :

- **Coefficient de transfert de chaleur U**

Pour les tubes la résistance thermique depuis la paroi externe du tube jusqu'au fluide **[16]**, s'écrit :

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_{int}.A_{int}} + R_{conducion} \qquad \text{(II.11)}$$

$$UA_T = \frac{1}{\frac{1}{h_i \times A_{int}} + \frac{e \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2 \times \pi \times \lambda \times L}} \qquad \text{(II.12)}$$

U : Coefficient de transfert de chaleur global (W/m^2. °C)

A_T : Surface transversale moyenne (m^2)

h_i : Coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes (W/m^{2}K)

A_{int} : La surface transversale interne des tubes (m^2)

D_{int} : Diamètre interne des tubes (m)

D_{ext}: Diamètre externe des tubes (m)

λ **:** Conductivité thermique du métal des tubes (w/m. °C)

e **:** épaisseur du métal du tube (m)

L **:** Longueur des tubes (m)

$R_{conducion}$: Résistance due à la conduction dans la paroi métallique

- **Coefficient de transfert de chaleur *K***

Le coefficient global de transfert de chaleur entre l'intérieur du four et le milieu ambiant, peut se calculé par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{K = \frac{1}{\frac{1}{h'} + R'_{conducion} + \frac{1}{h_{ext}}}} \quad \text{(II.13)}$$

$$\boldsymbol{R'_{conducion} = \frac{\sum e_i}{\lambda_i}} \quad \text{(II.14)}$$

$\boldsymbol{e_i}$: Épaisseur des couches i successives de réfractaires ou d'isolants (m) ;

$\boldsymbol{\lambda_i}$: Conductivité thermique des couches i successives de réfractaires ou d'isolants (w/m°C)

h_i : coefficient de transfert par convection entre le milieu du four et sa paroi interne (W/m^{2}K)

h_{ext} : le coefficient de transfert de chaleur entre la paroi externe du four et le milieu ambiant,déterminé par l'abaque selon **[17].**Le coefficient h_{ext} regroupe un facteur de rayonnement qui croît avec la température de la paroi externe T_e et un facteur de convection naturelle qui croît avec la vitesse de circulation de l'air autour de la paroi externe.

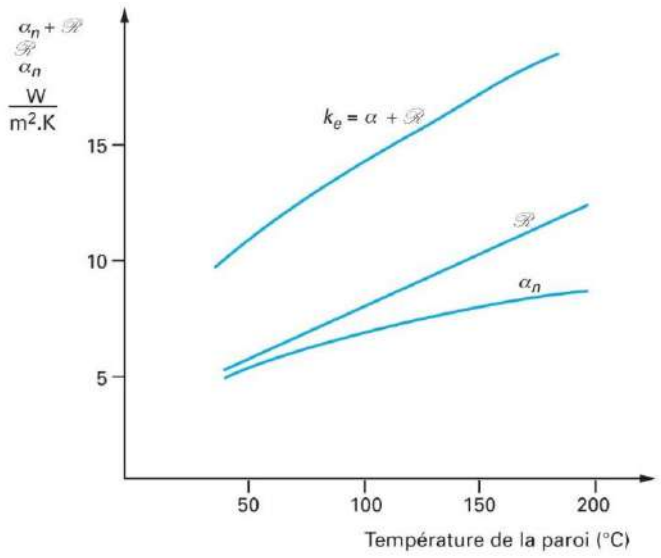


Figure II.6. Coefficient d'échange de la paroi externe avec l'ambiance (w/m².°C)

- **Coefficient de transfert convectif interne $\boldsymbol{h_i}$**

Le coefficient de transfert convectif interne des tubes peut être déterminé par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{h_i = \frac{Nu_{D_i} \times \lambda}{D_{int}}} \quad \text{(II.15)}$$

Nu_{D_i} Est le nombre adimensionnel Nusselt

Le nombre de Nusselt représente l'amélioration du transfert de chaleur à travers une couche de fluide à la suite de la convection par rapport à la conduction à travers la même couche de fluide. Plus le nombre de Nusselt est grand, plus la convection est efficace.

Nu_{D_i} est estimé par la corrélation de Gnielinski**[18],** pour les tubes lisses, applicable sur une large gamme de nombres de Reynolds incluant la région de transition $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$et $0{,}5 \leq Pr \leq 2000$

$$Nu_{D_{int}} = \frac{(\frac{f}{8})\times(ReD-1000)\times Pr}{1+12{,}7\times(\frac{f}{8})^{\frac{1}{2}}\times(Pr^{\frac{2}{3}}-1)} \quad \text{(II.16)}$$

Le facteur de frottement$f$est obtenu à partir de l'équation suivante développée par Petukhov**[18]**:

$$f = (0{,}790 \times \ln(Re_D) - 1{,}64)^{-2} \quad \text{(II.17)}$$

Les nombres adimensionnels Re_Det Pr sont exprimés par les équations suivantes :

$$\mathrm{Re_D} = \frac{\mathrm{V}\times\rho\times\mathrm{D_{int}}}{\mathrm{S}\times\mu} = \frac{\dot{m}\times 4}{\pi\times\mathrm{D_{int}}\times\mu} = \frac{\mathrm{U_\infty}\times\rho\times\mathrm{D_{int}}}{\mu} \quad \text{(II.18)}$$

$$Pr = \frac{Cp_{fluide}\times\mu_{fluide}}{\lambda_{fluide}} \quad \text{(II.19)}$$

V : débit volumique du fluide (m^3/s)

ρ : masse volumique du fluide (kg/m^3)

ṁ : débit massique du fluide (kg/s)

U_∞ : vitesse limite d'écoulement du fluide (m/s)

D_{int} : diamètre interne des tubes (m)

S : section transversale des tubes (m^2)

Cp_{fluide} : capacité calorifique du fluide (kJ/kg. °C)

μ_{fluide} : viscosité dynamique du fluide (kg/m.s)

λ_{fluide} : conductivité thermique du fluide (kJ/m.s)

- **Coefficient de transfert convectif externe aux tubes h_c**

Pour l'estimation du coefficient de transfert de chaleur externe entre les gaz de combustion et la paroi externe des tubes, nous utilisons la corrélation développée par Monrad**[19],**donnée par :

$$h_c = 0{,}018 \times Cp_{gaz} \times \frac{{G_{max}}^{2/3}\times{T_{moyenne}}^{0{,}3}}{{D_{externe}}^{1/3}} \quad \text{(II.20)}$$

Où la capacité calorifique des gaz de combustion pourrait être calculée par la relation qui suit :

$$Cp_{gaz} = 1{,}0775 + (1{,}1347 \times 10^{-4}) \times T \quad \text{(II.21)}$$

G_{max} : vitesse massique des gaz de combustion ($kg/h.m^2$).

$T_{moyenne}$: température moyenne des gaz de combustion (K).

$D_{externe}$: diamètre externe des tubes (mm).

T : température des gaz de combustion (K).

Coefficient de transfert convectif interne fumées -paroi interne zone h'

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur interne h_{int} entre les fumées et la paroi interne de la zone de convection est estimé selon l'équation (II.23) suivante **[20]**.

$$Q = h' \times L \times \left(T_{gaz} - T_{paroi}\right) + \sigma \times L \times \varepsilon_{paroi} \times \varepsilon_{gaz} \times \left({T_{gaz}}^4 - {T_{paroi}}^4\right) \quad \text{(II.22)}$$

Soit :

$$h' = \frac{Q}{L \times (T_{gaz} - T_{paroi}) + \sigma \times L \times \varepsilon_{paroi} \times \varepsilon_{gaz} \times ({T_{gaz}}^4 - {T_{paroi}}^4)} \quad \text{(II.23)}$$

$\boldsymbol{Q}$ **:** Flux d'échange de chaleur entre les gaz et la paroi (Watts)

$\boldsymbol{h'}$: Coefficient de transfert de chaleur entre les fumées et la paroi interne (w/m².K)

$\boldsymbol{L}$: Dimension caractéristique d'échange de la paroi de la zone (m)

$\boldsymbol{T_{gaz}}$, $\boldsymbol{T_{paroi}}$: Température des gaz de combustion et de la paroi interne (K)

$\varepsilon_{\boldsymbol{paroi}}$ et $\varepsilon_{\boldsymbol{gaz}}$ émissivité de la paroi et du gaz

$\boldsymbol{\sigma}$: Constante de Stefan-Boltzman

Chapitre III Modélisation de l'Aspect Thermique du Four de Chauffage d'huile de l'Unité CPF de Rhourde-Nouss

III. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation de l'aspect thermique du four de chauffage d'huile de l'unité CPF de traitement de gaz de Rhourde-Nouss**[21].**Le modèle est développé à partir de l'établissement des bilans massiques et thermiques des deux zones du four chauffé par les gaz issus de la combustion du fuel gaz de l'unité.

III.1. Présentation de l'unité CPF [21]

L'unité de traitement de gaz de Rhourde-Nouss indiqué par CPF (Central Processing Facility) est conçue pour traiter 11 millions Sm^3/jour de gaz (base sèche) provenant de 33 puits de production dans quatre (4) champs, dans la région de Rhourde-Nouss (figure III.1). L'usine a une production nominale de 10 millions Sm^3/jour et produit du gaz résiduaire sec ayant un Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) entre 9800 et 9900 kcal/Sm^3 et un contenu de CO_2 inférieur à 2,0 % molaire. Le gaz d'exportation est envoyé vers le gazoduc GR4 du réseau de transport TRC.

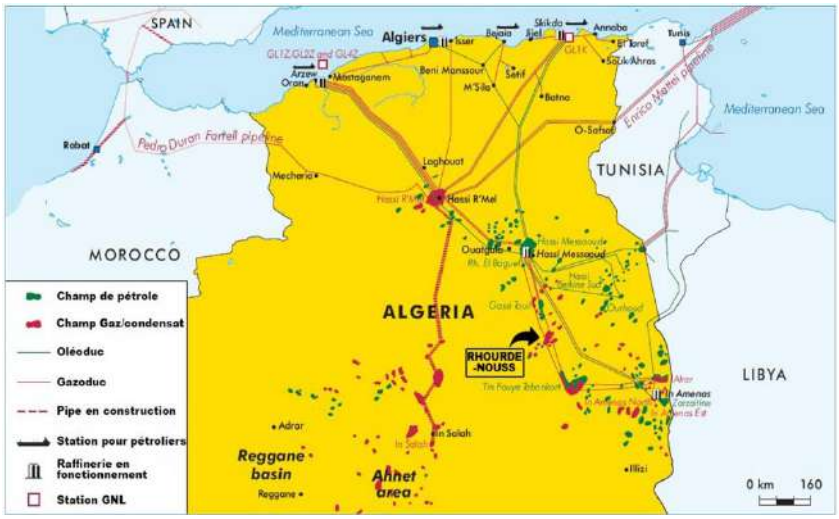


Figure III.1 Situation géographique de la région de Rhourde-Nouss

III.2 Description du Four de chauffage d'huile [21]

Le four de chauffage d'huile caloporteuse de l'unité CPF est utilisée pour les rebouilleurs du régénérateur d'amine. Nous donnons ci-après la description du procédé de son fonctionnement ainsi que ses paramètres opératoires de fonctionnement proposés par le Design et relevés sur site **[21].**

III.2.1 Procédé de Fonctionnement du Four

Le four d'huile est un four à 9 passes à tirage naturel (figure III.2), il a une section de convection à 12 rangées de tubes et une section radiante. Le four à une hauteur de 53.4 mètres. Un registre à la basse de la cheminée permet l'ajustement du tirage du four. Le four chauffe l'huile à une température voisine de 177 °C. Le point de consigne pour la chauffe est donné par la température du régénérateur de l'AGRU. Sur la conduite il y a un clapet de non-retour pour empêcher un débit à rebours dans le four, un indicateur de pression, une soupape de sécurité réglée à 23.5 barg. Un indicateur de température pour le contrôle des gaz vers les brûleurs et un indicateur de très haute température reliée au système ESD pour arrêter le four.



Figure III.2. Le four de chauffage d'huile

III.2.2 Système de circulation d'huile

L'huile est de type Torada TC-32, manufacturé par une filiale de Sonatrach. Le système d'huile comprend principalement un système de stockage, un ballon d'expansion, des pompes de circulation, un four et des unités de récupérations de chaleur (figure III.3). Lors des opérations normales, la chaleur proviendra principalement des unités de récupération de chaleur résiduelle installés sur chaque turbine des compresseurs booster dans une proportion de 70-73 % du besoin total, le restant de 27-30% étant fourni par le four.

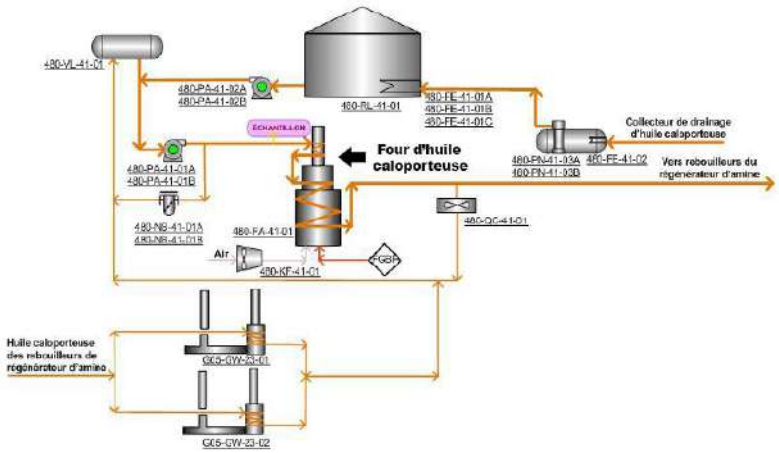


Figure III.3. Système de circulation d'huile

III.2.3 Paramètres Opératoires du Four

2.3.1. Conditions Opératoires Design

Les tableaux suivants donnent les conditions de design de fonctionnement du four de chauffage d'huile sans préchauffage intermédiaire par les unités de récupération de chaleur résiduelle des gaz de combustion de la turbine.

Tableau III.1. Flux de chaleur design du four sans préchauffage intermédiaire

Paramètres	Unité	Zone de radiation	Zone de convection
Fluide		Torada TC-32	Torada TC-32
Chaleur absorbée	Gcal/h	17.932	12.057
Densité de flux moyenne (radiation)	Kcal/h m²	34,957	
Densité de flux moyenne (convection)	Kcal/h m²		42 231

Tableau III.2. Données opératoires design de l'huile

Paramètres	Unité	Entrée	Sortie
Température	°C	141	177
Pression	Bar	5.5	4.3
Débit massique	kg/s	405.6	405.6
Densité du liquide	kg/m^3	798	775
Chaleur spécifique	kcal/kg °C	0.556	0.587
Conductivité thermique	kcal/h m °C	0.114	0.114

Tableau III.3. Données design de la combustion du fuel gaz.

	Unité	Valeur
Excès d'air	%	15
Pouvoir calorifique Inférieur	kJ/kg	41200
Chaleur dégagée calculé sur PCI	Gcal/h	35.04
Nombre de bruleurs en service	-	9
Pertes par radiation du PCI	%	1.5
Température du gaz d'échappement Zone de radiation Zone de convection	°C	 905 278
Débit massique des gaz d'échappement	Kg/h	61 308
Température de l'air ambient	°C	15
PCI Volumétrique	Kcal/h m^3	54 821

2.3.2. Conditions Opératoires actuelles

Les tableaux III.4 et III.5 donnent l'analyse du fuel gaz et les paramètres opératoires du four collectés et effectués par **[21]** in situ durant le 1er trimestre 2018. Le fuel gaz répond à la norme d'acidité (%$CO_2 \leq 2$) et il est constitué principalement par le méthane (88.16%), l'éthane (8.46%) et du propane (1.09%). La comparaison du faible écart de température de 6°C constaté pour l'huile par rapport à celui de 36 °C pour le design (tableau III.2), montre que dans les conditions actuelles,le fluide est principalement chauffé par le système de récupération de chaleur des turbines des compresseurs booster avant son introduction dans le four.

Tableau III.4. Analyse du fuel gaz

Composant	N2	CO2	CH4	C2H6	C3H8	i-C4H10	n-C4H10	i-C5H12	n-C5H12	n-C6H14
% Molaire	0,78	1,19	88,16	8,46	1,09	0,14	0,12	0,03	0,02	0,06

Tableau III.5. Données opératoires actuelles

Paramètres	Unité	Entrée	Sortie
Température huile	°C	136	142
Température air ambiant	°C	22	-
Température fumées	°C	-	180
Débit huile	kg/h	1 352 000	1 352 000

Nombre de bruleurs en service	-	5	5

III.3 Modélisation de l'aspect Thermique du four

Etant donné la complexité du processus de rayonnement de la flamme de combustion et le manque de données et de précisions pour cet aspect, nous proposons pour la représentation du réchauffage de l'huile, une modélisation de type génie chimique **[22],** basée sur le concept des bilans, massiques et thermiques des zones de rayonnement et de convection du four. Se basant sur cette approche, une configuration de procédé du four est donnée en figure III.4.

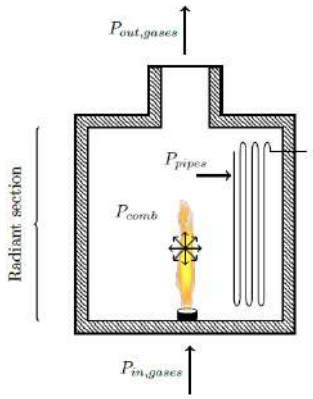


Figure III.4. Représentation des Flux de chaleur du four

III.3.1 Hypothèses simplificatrices

- Pour une simplification du processus de transfert thermique de la combustion, on suppose que toute la chaleur générée par la flamme est transformée totalement en fumées de combustion
- Les zones de rayonnement et de convection du four sont affectées des indices I et II
- L'entrée et la sortie de chaque zone sont affectées respectivement par les indices (1,2) et (2,3) respectivement
- Les flux de chaleur sont exprimés en fonction des températures moyennes arithmétiques entre l'entrée et la sortie de la zone
- La température ambiante $\mathbf{T_0}$est prise comme température de référence
- Le fuel gaz, les gaz de combustion et l'air sont supposés gaz parfaits

III.3.2 Equations du modèle

3.2.1 Bilans massiques

La conservation du bilan massique dans la zone de combustion donne :

$$\dot{m}_{air} + \dot{m}_{FG} = \dot{m}_{GC} \quad \text{(III.1)}$$

En introduisant le facteur d'air de combustion λ définit en fonction du volume d'air stœchiométrique ou pouvoir comburivore (Nm^3 d'air /Nm^3 de FG) par l'équation(II.1) que nous rappelons:

$$\lambda = \frac{V_{air}^{reel}}{V_{air}^{stoech}}$$

on aura :

$$\dot{m}_{air} = \lambda V_{air}^{st} \frac{\rho_{air}}{\rho_{FG}} \cdot \dot{m}_{FG} \quad \text{(III.2)}$$

La substitution des équations (III.1) et (III.2) donne :

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{FG}\left[1 + \lambda V_{air}^{st} \frac{\rho_{air}}{\rho_{FG}}\right] \quad \text{(III.3)}$$

L'huile subit uniquement un chauffage dans le four sans changement de phase, son débit s'écrit :

$$\dot{m}_{f1} = \dot{m}_{f2} = \dot{m}_{f3} = \dot{m}_{huile} \quad \text{(III.4)}$$

3.2.2 Bilans thermiques

- **Combustion et production de chaleur**

En considérant la puissance thermique disponible dans la zone de combustion est égale à la chaleur véhiculée par les gaz de combustion, on aura :

$$Q_{comb} = Q_{GC} \quad \text{(III.5)}$$

$$m_{FG} \times Cp_{FG}(T_{FG} - T_0) + m_{FG} \times PCI \times \eta_C + m_{air} \times Cp_{air} \times (T_{air} - T_0) = m_{GC} \times Cp_{GC} \times (T_{GC1} - T_0) \quad \text{(III.6)}$$

- **Zone de radiation**

La chaleur absorbée par les tubes dans la zone I, s'écrit :

$$Q_{rI} + Q_{cI} = Q_{GCI} - Q_{perte\ paroi\ I} \quad \text{(III.7)}$$

$$\sigma \times (\alpha \times A_{cp}) \times F \times \left(\bar{T}_{GCI}^{\,4} - \bar{T}_{tI}^{\,4}\right) + h_{cI} \times A_{cI} \times (\bar{T}_{GCI} - \bar{T}_{tI}) = m_{GC} \times Cp_{GC} \times (T_{GC1} - T_{GC2}) - K_I \times A_{wI} \times (\bar{T}_{GCI} - T_0) \quad \text{(III.8)}$$

On considère pour ce four, de même que **[23]** pour les fours courants, que *F = 0.51* et la surface externe des tubes A_{cI}peut s'écrire :

$$A_{cI} = 2\alpha \times A_{cp} \quad \text{(III.9)}$$

D'autre part, la chaleur fournie à l'huile peut s'écrire :

$$Q_{huile} = Q_{tubes} \quad \text{(III.10)}$$

$$m_f \times Cp_f \times (T_{f1} - T_{f2}) = U_I \times A_{TI} \times (\bar{T}_{tI} - \bar{T}_{fI}) \quad \text{(III.11)}$$

- **Zone de convection**

En négligeant le flux de rayonnement dans la zone II, les équations thermiques peuvent s'écrire :

$$h_{cII} \times A_{cII} \times (\bar{T}_{GCII} - \bar{T}_{tII}) = m_{GC} \times Cp_{GC} \times (T_{GC2} - T_{GC3}) - K_{II} \times A_{wII} \times (\bar{T}_{GCII} - T_0) \quad \text{(III.12)}$$

$$m_f \times Cp_f \times (T_{f2} - T_{f3}) = U_{II} \times A_{TII} \times (\bar{T}_{tII} - \bar{T}_{fII}) \quad \text{(III.13)}$$

- **Bilan thermique global du four**

Le bilan thermique global sur l'ensemble du four donne :

$$Q_{comb} = Q_{huile\ absorbée} + Q_{GC\ sortie\ Four} + Q_{pertes\ parois} \quad \text{(III.14)}$$

$$m_{FG} \times Cp_{FG}(T_{FG} - T_0) + m_{FG} \times PCI \times \eta_C + m_{air} \times Cp_{air} \times (T_{air} - T_0) = m_{GC} \times Cp_{GC} \times (T_{GC3} - T_0) + m_f \times Cp_f \times (T_{f1} - T_{f3}) + Q_{pertes\ parois} \quad \text{(III.15)}$$

D'autre part, la chaleur $Q_{\text{pertes parois}}$ peut être estimée, selon le bilan thermique global design du four à 30% par rapport à celle évacuée par les fumées, ou à 2% par rapport à la chaleur totale disponible dans le combustible, soit:

$$Q_{pertes\ parois} = 0.3\ m_{GC} \times Cp_{GC} \times (T_{GC3} - T_0) = 0.02 \times m_{FG} \times PCI \quad \text{(III.16)}$$

Selon les données design (tableau III.1) la chaleur absorbée par l'huile dans la zone de radiation peut être estimée à 60% de la chaleur totale absorbée, soit :

$$m_f \times Cp_f \times (T_{f1} - T_{f2}) = 0.6\, m_f \times Cp_f \times (T_{f1} - T_{f3}) \quad \text{(III.17)}$$

3.2.3 Données de calcul du modèle

Les données de calcul nécessaires à la résolution du modèle sont données au tableau III. 6. Pour les coefficients de transfert de chaleur, nous donnons leurs valeurs, déterminées dans les conditions design par les équations de transfert thermique du chapitre II, en se basant sur les données datasheet du four **[24]**.Nous renvoyons le détail de calcul en annexe1. Pour le modèle, les propriétés physiques des fluides seront considérées indépendantes de la température.

Tableau III.6. Valeurs des données de calcul du modèle

Symbole	Description	Unité	Valeur
$\dot{m}_{FG}$	Débit du fuel gaz	kg/s	0.84
$\dot{m}_f$	Débit d'huile	kg/s	405.6
λ	Facteur d'air	-	1.15
η_C	Rendement de combustion	-	0.86
T_{FG}	Température du fuel gaz	°C	15
T_0	Température ambiante	°C	15
T_{air}	Température d'air de combustion	°C	15
T_{f3}	Température entrée d'huile	°C	141
V_{air}^{st}	volume d'airstochiométrique	Nm^3air/Nm^3FG	10.93
ρ_{air}	Masse volumique de l'air aux CNTP	kg /Nm^3	1.29
ρ_{FG}	Masse volumique du fuel gaz aux CNTP	kg /Nm^3	0.84
Cp_{FG}	Capacité calorifique du fuel gaz	J/kg.°C	1930
Cp_{air}	Capacité calorifique de l'air	J/kg.°C	1060
Cp_{GC}	Capacité calorifique des gaz de combustion	J/kg.°C	1260
Cp_f	Capacité calorifique d'huile	J/kg.°C	2380
PCI	Pouvoir calorifique Inférieur du Fuel gaz	J/kg	41200000
h_{cI}, h_{cII}	Coefficient de transfert de chaleur par convection zones I, II	$W/m^{2.}°C$	14.52, 9.96
K_I, K_{II}	Coefficient global de transfert de chaleur milieu four - extérieur zones I, II	W/ m^2.°C	4.84, 4.18
U_I, U_{II}	Coefficient de transfert de chaleur globaltube- huile, zones I, II	W/ m^2.°C	1676, 1645
A_{cI}, A_{cII}	Surface extérieure du faisceau de tubes zones I,II	m^2	513, 1684
A_{wI}, A_{wII}	Surface latérale des murs du fours zones I, II	m^2	127.5, 42.5
A_{TI}, A_{TII}	Surface transversale moyenne des tubes zones I,II	m^2	494.4, 1623.7
A_{cp}	Surface "plan froid" des tubes	m^2	$2\alpha A_{cp}$= 513
α	Facteur d'efficacité d'absorption	-	
F	Facteur d'échange de rayonnement	-	0.57
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m^2K^4	$5{,}67\times10^{-8}$

III.4 Résolution du modèle

La résolution des équations du modèle se déroule en plusieurs étapes de calcul. Ces étapes sont illustrées dans l'organigramme (figure III.5).

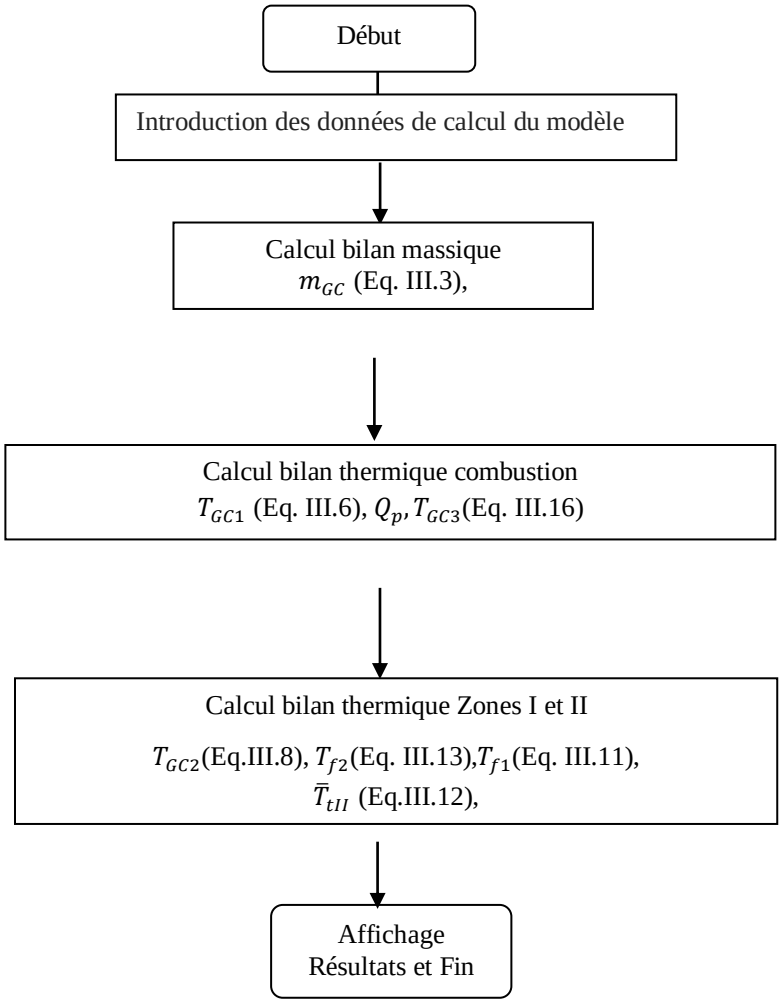


Figure III.5. Organigramme de résolution du modèle

III.5 Résultats et interprétations

Afin de tester la validité de notre modèle, nous avons jugé bon de donner en tableau III.7, la comparaison des résultats de calculs aux données de mesures réelles de fonctionnement du four. Des écarts moyens de 2 et 5% respectivement pour la température des gaz et de l'huile à la sortie du four sont observés. On peut dire donc que notre modèle est susceptible de prédire le rendement thermique utile de ce type d'installation.

Tableau III.7. Comparaison des paramètres opératoires calculés et mesurées

Paramètre	Mesurée	Calculé	Erreur (%)
T_{GC3} $(°C)$	176.6	180	2
$T_{f1}(°C)$	175.15	177	1

Chapitre IV Résultats et interprétations

Introduction

L'utilisation du modèle décrit au chapitre précédent, nous a permis d'étudier la sensibilité du rendement thermique utile aux différents paramètres opératoires du four de réchauffage d'huile. Dans ce présent chapitre nous présentons l'effet des principaux paramètres, pour pouvoir identifier ceux qui contrôlent la consommation d'énergie du combustible.

IV.1. Variables opératoires de décision

Pour l'optimisation énergétique du four de réchauffage d'huile, il est nécessaire d'identifier les variables indépendantes de décision. Ces variables sont celles qui doivent être modifiées en cours d'optimisation, c'est-à-dire les variables pour lesquelles il faut rechercher la valeur qui permet de maximiser le rendement énergétique. Selon le modèle thermique décrit au chapitre précédent, le rendement énergétique du four, dépend de la température du fuel gaz $\boldsymbol{T_{FG}}$, la température d'air de combustion $\boldsymbol{T_{air}}$, la température ambiante $\boldsymbol{T_o}$, le facteur d'air $\boldsymbol{\lambda}$, le rendement de combustion $\boldsymbol{\eta_C}$, et le coefficient de transfert de chaleur global tube- huile, $\mathbf{U_I}$,

IV.2 Etude paramétrique

La sensibilité du rendement énergétique du four de réchauffage d'huile est examinée sous la variation des différents paramètres mentionnés ci-dessus. Les résultats, retenus concernent uniquement ceux pour lesquelles on obtient une température de l'huile à la sortie du four, proche de celle de la consigne désirée (T_{fluide}égale environ 177°C). Le rendement utile du four est défini par l'équation (I.6), que nous rappelons ci-après

$$\boldsymbol{\eta_u} = \frac{Qu}{Q} = \frac{m_f C_{pf}(T_{f1} - Tf_3)}{m_{FG}\, PCI}$$

IV.2.1 Effet de la température de fuel gaz sur le rendement du four

La représentation du rendement thermique du four en fonction du température de fuel gaz est illustré en figure IV.1. On constate que l'évolution du rendement thermique n'est pas nettement sensible à la variation de la température du fuel gaz. L'augmentation de T_{FG} de 10 à 100 °C, a conduit à une faible amélioration du rendement thermique, seulement de l'ordre de 1%.

IV.2.2 Effet de la température d'air de combustion sur le rendement du four

L'effet de la température d'air de combustion sur le rendement thermique est illustré en figure IV.2.Le rendement augmente avec l'augmentation de la température d'air de combustion. On constate que le rendement thermique accuse une amélioration de 50% à 61%, pour une augmentation de la température d'air de 5 à 300 °C. Ainsi, le préchauffage d'air de combustion est toujours préconisé pour une performance énergétique du système.

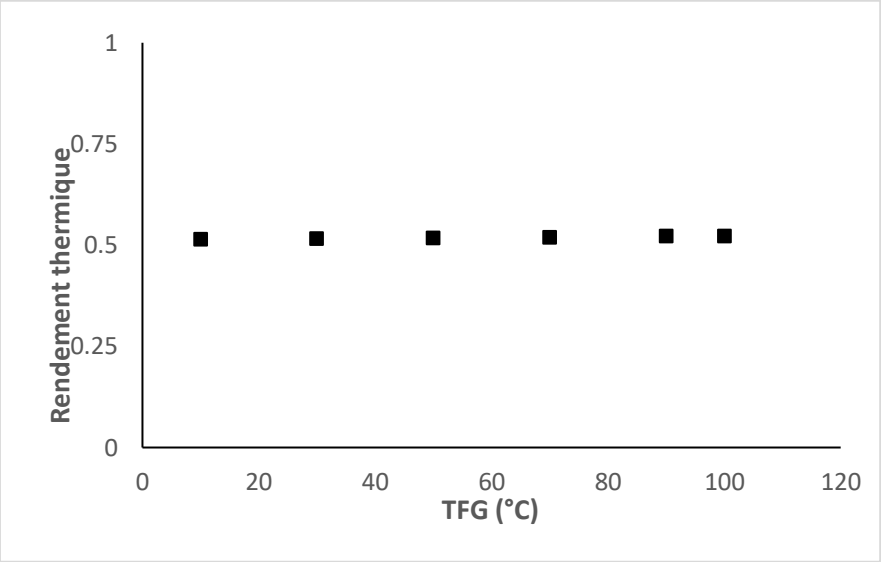


Figure IV.1. Evolution du rendement thermique du four en fonction de T_{FG}

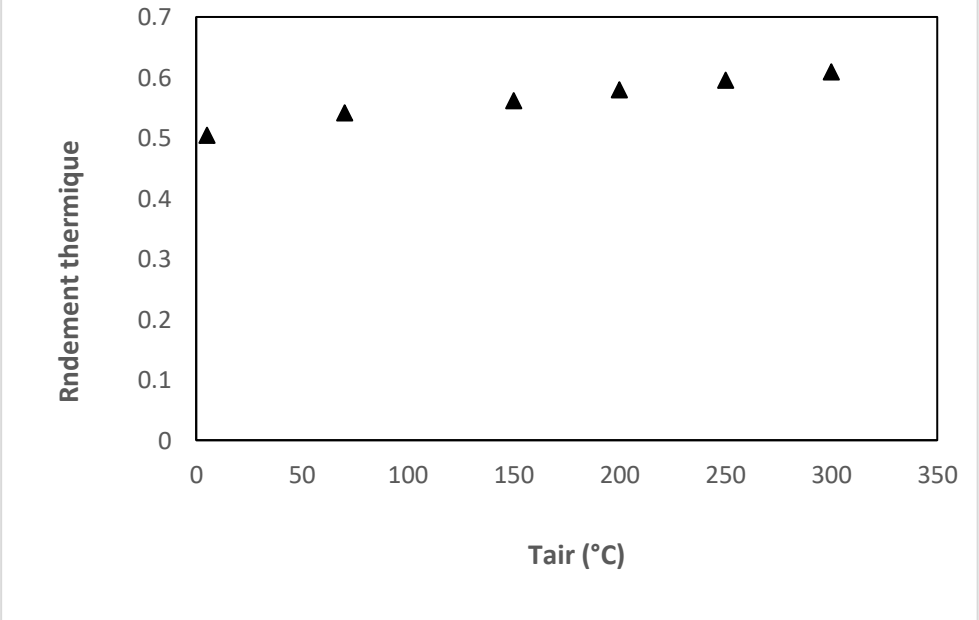


Figure IV.2 Evolution du rendement thermique du four en fonction de T_{air}de combustion

VI.2.3 Effet de la température ambiante sur le rendement du four

La représentation du rendement thermique du four en fonction de la température ambiante est illustrée en figure IV.3. On remarque que la température ambiante n'a pas d'influence constatée sur le rendement thermique du four de réchauffage d'huile. L'augmentation de T_0 de 10 jusqu'à 50 (°C) conduit pratiquement à une constante du rendement thermique.

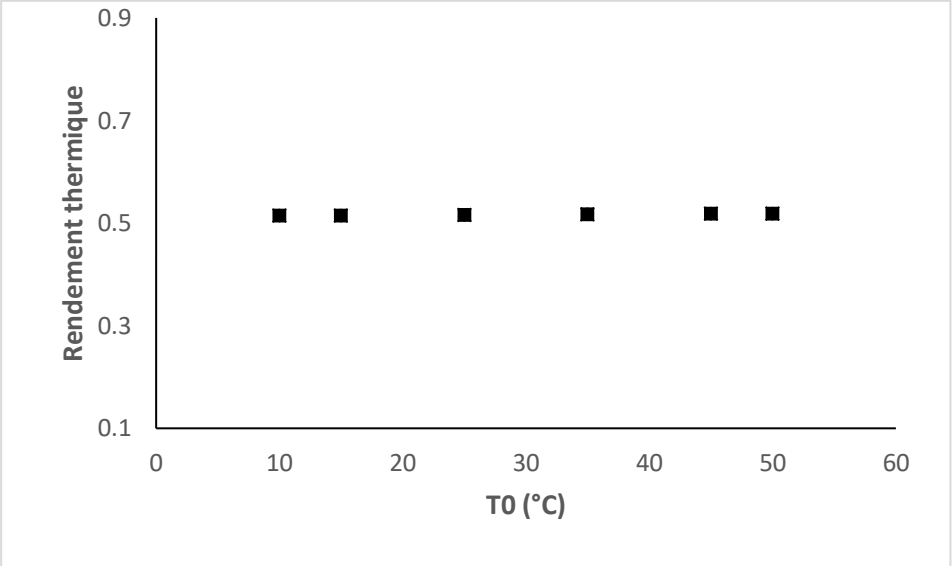


Figure IV.3 Evolution du rendement thermique du four en fonction de T_0

IV.2.4 Effet du rendement de combustion sur le rendement thermique du four

La représentation du rendement thermique du four en fonction du rendement de combustion du fuel gaz est illustré en figure IV.4**.** On constate que le rendement thermique est influencé par le rendement de combustion du fuel gaz. Le rendement thermique passe d'une valeur de 43.9% à 57.6 %, pour une augmentation du rendement de la combustion de la valeur 0.7 jusqu'à 0.95. D'où l'intérêt de contrôler rigoureusement le processus de combustion, par la maintenance des bruleurs et leurs buses et injecteurs.

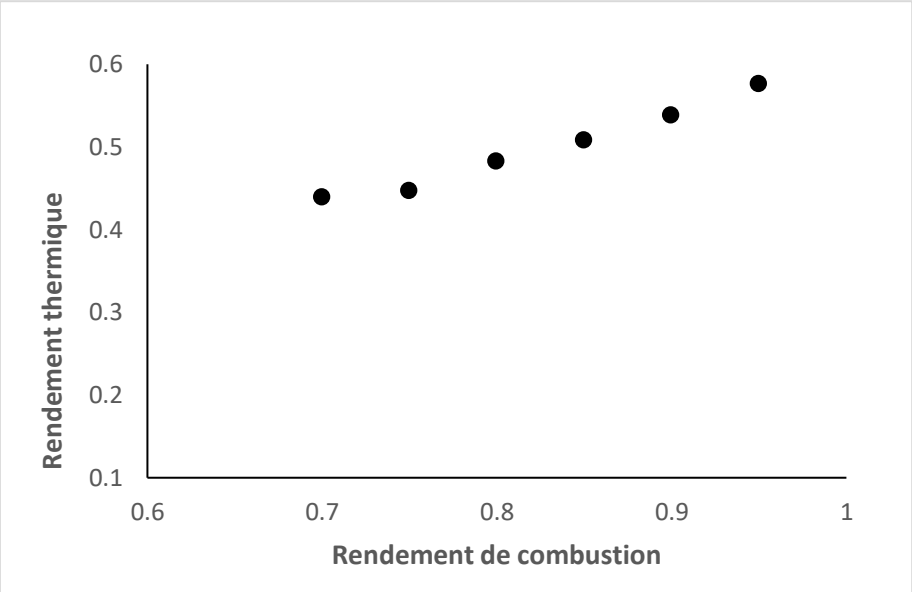


Figure IV.4. Evolution du rendement du four en fonction du rendement de combustion

IV.2.5 Effet de facteur d'air sur le rendement thermique du four

La représentation du rendement thermique du four en fonction du facteur d'air est illustrée en figure IV.5.On observe que le rendement thermique diminue fortement avec l'augmentation du facteur d'air. Le rendement thermique diminue d'une valeur de 59% pour un facteur d'air de 1 à 29,5%pour un facteur d'air de 2. D'où l'intérêt de contrôler l'excès d'air de combustion pour le fixer à une valeur nominale de 10 à 20%. Ceci est conditionné par l'installation d'analyseur d'oxygène et sa régulation dans les fumées de combustion à la sortie du four.

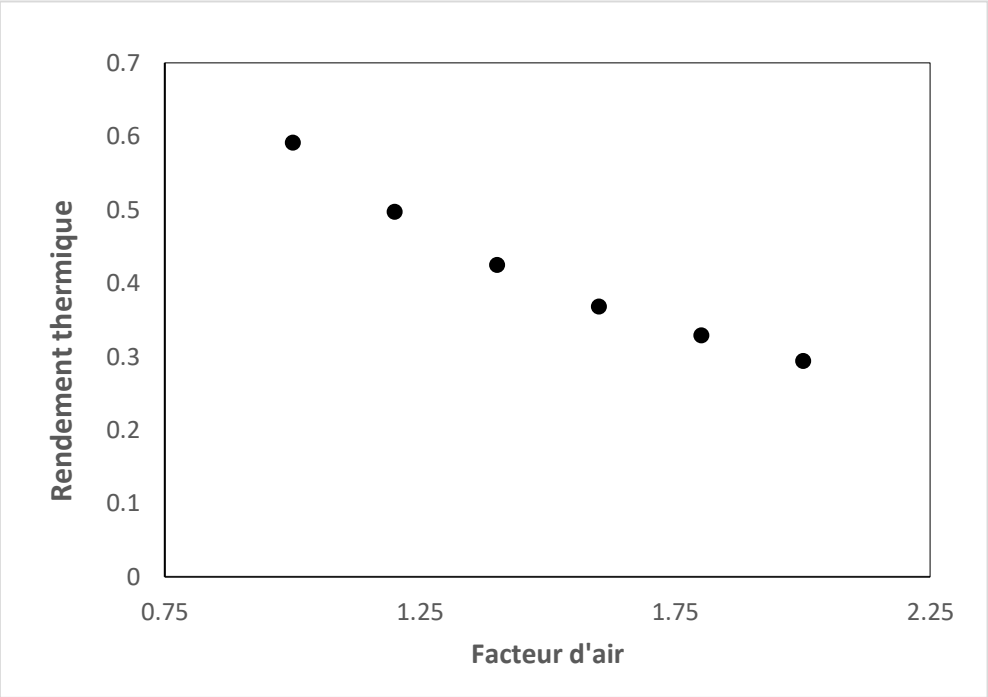


Figure IV.5 Evolution du rendement thermique du four en fonction du facteur d'air

IV.2.6 Effet du coefficient de transfert de chaleur U_I, sur le rendement thermique du four

La figure IV.6 représente l'évolution du rendement thermique en fonction de coefficient de transfert de chaleur global tube- huile de la Zone I de rayonnement. L'amélioration du coefficient de transfert thermique UI est toujours favorable à l'augmentation du rendement thermique du four. En effet, l'augmentation de U_I de la valeur 100à 200 W/m^2°C, entraine une amélioration du rendement thermique du four de la valeur 40% à 54%. Notons, que l'augmentation de U_I est conditionnée par l'élimination de l'encrassement, le nettoyage et la maintenance des tubes dans la zone de radiation.

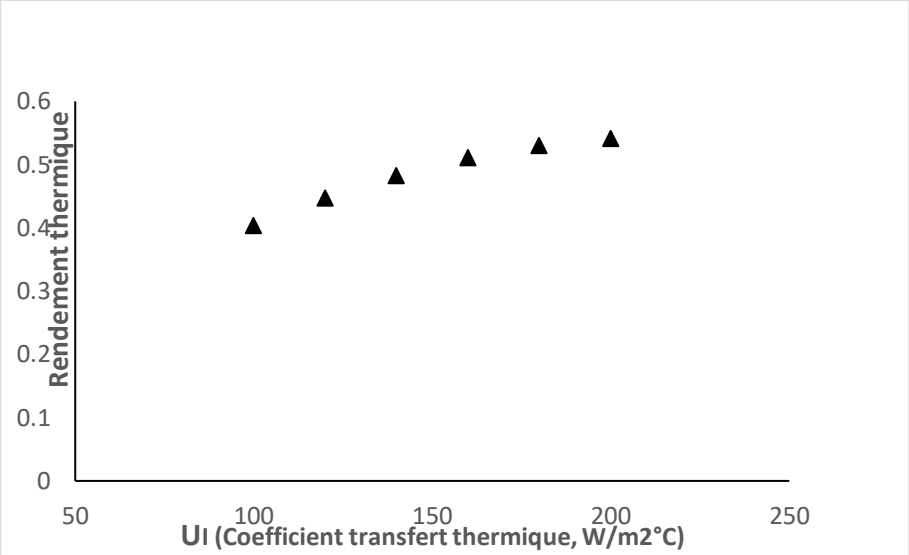


Figure IV.6. Evolution du rendement thermique du four en fonction de U_I

Conclusion Générale

Ce travail est réalisé en se basant sur des données opératoires réelles d'un four tubulaire de réchauffage d'huile, relevées par [20] sur le site industriel de l'unité de traitement de gaz de **Sonatrach** dans la région de Rhourde-Nouss de la wilaya d'Illizi.

Le but de ce travail est d'étudier l'influence des paramètres opératoires de fonctionnement du four sur la sensibilité de sa performance énergétique. A cette fin, un modèlede type génie chimique est développé à partir des bilans massiques et thermiques établis sur les zones de radiation et de convection de ce four.

Le modèle développé pour le réchauffage continu d'huile dans ce type d'installation, est validé par les mesures réelles. Il a permis le calcul des températures de l'huile, des gaz de combustion et de la paroi des tubes dans les deux zones du four.

Les résultats de tests de sensibilité de la performance énergétique, dans les conditions réelles de réchauffage d'huile, montrent que le rendement thermique du four est influencé parle débit et le rendement de combustion du fuel gaz, le débit et la température de l'air comburant. Par contre, les autres paramètres n'affichent qu'une légère influence sur ce critère de performance.

Enfin, l'étude présentée dans ce mémoire se situe dans un domaine d'actualité, de nouvelles idées peuvent être proposées et suggérées pour la continuation de l'avancement de ce travail telles que l'étude d'incorporation d'une unité de préchauffage d'air comburant par les fumées de combustion sortantes de la cheminée afin d'augmenter le rendement énergétique du four.

Références bibliographiques

[1] IEA, Key world Energy Statistics, International Energy Agency, www.iea.org– Rapport de August 2011.

[2] AIE 2016 : Agence d'information sur l'énergie www.iea.org – Rapport de 2016.

[3] Limited Liability Company «UKRNEFTEMASHEPC» http://ukrneftemash.com/fr/tube-horizontal-furnaces/. 20/06/2020

[4] Boustead International Heaters. Manuel fournisseur de Stabilisateur de Rebouilleur 210FA301 Récupéré sur le champ de BRN, 2007.

[5] J. Luc Battaglia et al. Introduction aux transferts thermiques Dunod, Paris, 2010.

[6] U.S Depatment Of Energy, Doefundamentalshandbook. Thermodynamics, heattransfer, and fluid flow volume2 Washington, USA, June 1992.

[7] I. Jacubowiez, Fours industriels, Technique d'ingénieurs, BE 8 842

[8] S. Doty and W. C. Turner, Energy Management Handbook, The Fairmont Press, Inc Seventh Edition 2009.

[9] PascalinePre-Goubelle, contribution à l'étude expérimentale et à la modélisation de la combustion du gaz naturel en réacteur à lit fluidise, ENSIGC, Toulouse. 2017

[10] P. Mullinger and B. Jenkings, Industrial and Process Furnaces,Edition Elsevier, 2008

[11] O. Thierry and S. Mayi, Modélisation des flammes et de la formation des polluants en micro et nano combustion, Doctorat en ingénierie, Université du Québec à Chicoutimi, 2014

[12] T. Pedot, Modélisation du couplage thermique entre la combustion et l'encrassement des tubes dans un four de raffinerie, Thèse de Doctorat, Toulouse - INPT, 2012

[13] P. Wuithier, Le Petrole Raffinage et Genie Chimique tome 1, Edition Technip, 1978

[14] R. T. Haslam and M. W. Boyer, Radiation from luminous flames, Department of Chemical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 1927.

[15] G.Towler, R. Sinnot , Chemical Engineering Desing Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design, Butterworth-Heinemann Ltd; 2nd Edition , 2012.

[16] Y. A. Cengel, Heat Transfer; A Practical Approach, Second Edition , 2003.

[17] I. Jacubowiez , Fours Industriels, Techniques de l'Ingénieur (BE 8842).

[18] L. Theodore. Fundamentals of Heat and Mass transfer, Bergman. J.Wiley, 7th Edition, 2011.

[19] H. Al-Haj Ibrahim and M. Al-Qassimi, Simulation of heat transfer in the convection section of fired process heaters, Chemical Engineering 54/1 (2010) 33-40.

[20] G. Dumont and R. Belanger, Steatdy state Study of à Titanium Dioxide Rotary Kiln, Ind.Eng.Chem.Process.Des.Dev, 17 (1978).

[21] M.A. Bensalem, A. Benaissa, Etude paramétrique et optimisation multicritère d'un four industriel, Mémoire Master, Universite Blida 1, Juin 2018.

[22] J. P. Gourlia**,** Modélisation en génie des procédés, Technique de l'ingénieur J 1022, Technique et Documentation Paris (1999) 1-7

[23] Sonatrach, Data Sheet,Oil heater U41, RhourdeNouss, Algerie 2012

[24] B. Ndiaye, Analyse exergétique d'un récupérateur de chaleur d'une raffinerie, Projet de fin d'études, Ecole Polytechnique de Thies, juin 1985.

Annexe

Estimation des Coefficients globaux de transfert thermique dans les deux zones du four :

1. **<u>Pour la zone de radiation :</u>**

- **Entre les fumées et l'huile dans les tubes U_1 :**

Calcul du coefficient de transfert de chaleur interne h_{int} :

Nombre adimensionnel	Paramètres	Unité	Valeur
nombre de Reynolds	Débit massique d'huile	Kg/h	1 460 000
	Masse volumique ρ (radiation)	Kg/m^3	775
	Débit volumique d'huile	m^3/s	0,48494624
	Diamètre interne des tubes	Mm	161,19
	Section interne de tube	m^2	0,0204
	Nombre de tubes	-	9
	Section interne totale des tubes	m^2	0,1836
	$U\infty$ (coté huile)	m/s	2,64057083
	Viscosité cinématique à 142°C	m^2/s	$1{,}901 \times 10^{-6}$
	Viscosité dynamique	Kg/m.s	$1{,}47328 \times 10^{-3}$
	Capacité calorifique d'huile	Kj/Kg.K	2,45366
	Conductivité thermique d'huile	w/m. °C	0,1326

les données du tableau conduisent aux résultats de calcul suivants :

$$\boldsymbol{Re_{D_{int}} = 223899,848 > 10^5}$$ **: Régime turbulent**

D'après la formule développée par Petukhov, le facteur de frottement aura la valeur qui suit :

$$\boldsymbol{f = 0,01527183}$$

Nombre adimensionnel	Paramètres	Unité	Valeur
nombre de Prandtl	Viscosité dynamique	Kg/m.s	$1{,}47328 \times 10^{-3}$
	Capacité calorifique d'huile	Kj/Kg.K	2,45366
	Conductivité thermique d'huile	w/m. °C	0,1326

$$\boldsymbol{Pr = 25,8255944}$$

$$\boldsymbol{Nu_{D_{int}} = 2046,91828}$$

Donc, le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes vaut :

$$\boldsymbol{h_{int} = 1683,63124\ w/m^2.°C}$$

La valeur de $\boldsymbol{h_{int}}$ calculéese rapproche beaucoup à celle du design donnée par le constructeur, où il estime que $\boldsymbol{h_{int} = 1646\ w/m^2.°C}$, donc cela valide les calculs menés.

Calcul du coefficient de transfert thermique externe h_c :

Paramètres	Unité	Valeur
Vitesse massique	Kg/s.m²	2.12
Diamètre externe des tubes	Mm	168,3
Température moyenne des fumées	K	1593

$$\boldsymbol{Cp_{flue\ gas} = 1,2582577\ Kj/Kg.°C}$$

$$\boldsymbol{hc = 14,5246065\ w/m^2.°C}$$

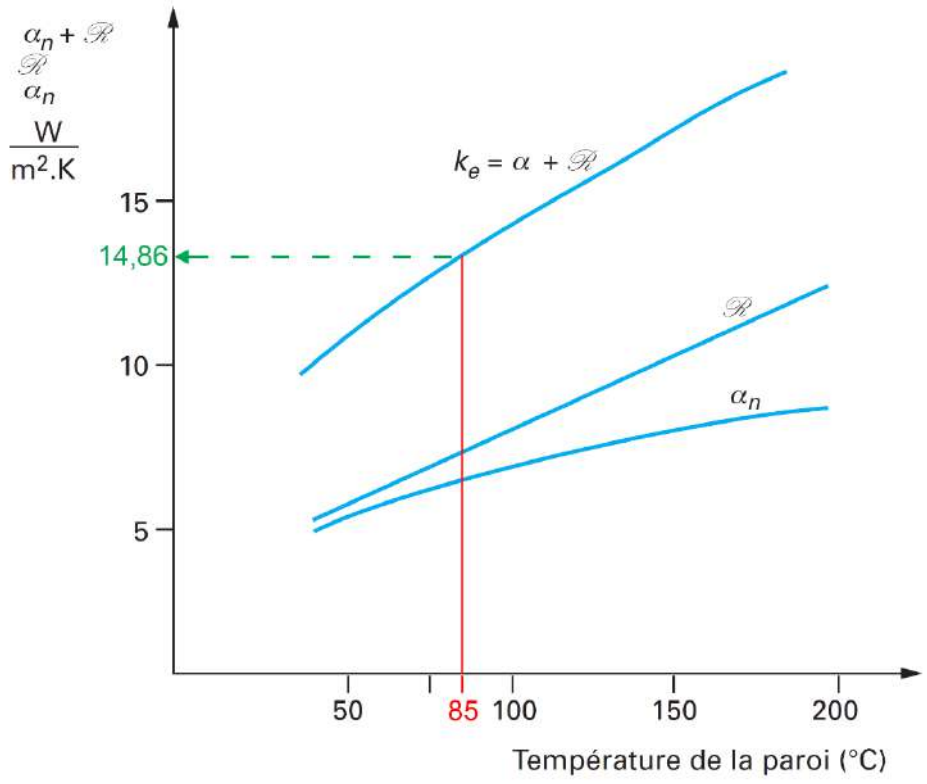
Enfin, le coefficient global U_1 dans la zone de radiation entre les fumées et l'huile dans les tubes vaut :

$$\boldsymbol{U_1 = 1676\ w/m^2.°C}$$

Comme prévue le coefficient global de transfert thermique entre les gaz et l'huile dans les tubes est faible car la vitesse superficielle des gaz de combustion est faible

- **Entre la paroi interne et le milieu externe K1**

Le coefficient d'échange de la paroi externe avec l'ambiance pourrait être estimé par l'abaque suivant



Figure

tels que :
hext : coefficient d'échange de la paroi externe avec l'ambiance
T_e : température de la paroi externe (°C).

La température de la paroi externe de la zone de radiation est de 85 °C. Par une extrapolation sur la courbe donnant le coefficient d'échange externe, on trouve :

$$\boldsymbol{h_e = 14.86\, w/m^2.K}$$

Paramètre	Unité	Valeur
Epaisseur de la brique réfractaire	m	0,15
Conductivité thermique de la brique réfractaire	w/m°C	1,4946
Epaisseur de la couche du métal	m	0,006
Conductivité thermique du métal	w/m°C	21,4

La résistance due à la conduction vaut :

$$\boldsymbol{R_{conducion} = \frac{\sum e_i}{\lambda_i} = \frac{0.15}{1.4946} + \frac{0.006}{21.4} = 0,10064\, m^2.°C/w}$$

Pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur interne entre les fumées et la paroi interne de la zone de radiation, nous allons utiliser la formule suivante:

$$Q = h_{int} \times L_3 \times \left(T_{gaz} - T_{paroi}\right) + \sigma \times L_3 \times \varepsilon_{paroi} \times \varepsilon_{gaz} \times \left({T_{gaz}}^4 - {T_{paroi}}^4\right)$$

Où :

$\boldsymbol{Q}$ **:** flux d'échange de chaleur entre les gaz et la paroi (w)

$\boldsymbol{h_{int}}$: coefficient de transfert de chaleur entre les fumées et la paroi interne (w/m².K)

$\boldsymbol{L_3}$: dimension caractéristique d'échange (m)

$\boldsymbol{T_{gaz}}$: température des gaz de combustion (K)

$\boldsymbol{T_{paroi}}$: température de la paroi interne (K)

ε_{paroi} : émissivité de la paroi

ε_{gaz} : émissivité des gaz

$\boldsymbol{\sigma}$: constante de Stefan-Boltzmann

Selon les données de design, le flux généré par neufs (09) bruleurs vaut :

$Q_{9\ bruleurs} = 35{,}04\ Gcal/h$

Cependant, dans la période où l'étude a été faite, seulement cinq (05) bruleurs étaient allumés, et vu que la chaleur générée par un (01) seul bruleur vaut3,89 $Gcal/h$, donc la chaleur générée par cinq bruleurs est de$19{,}45\ Gcal/h$.

La chaleur absorbée dans la zone de radiation est de$\boldsymbol{Q_{abs.rad} = 9,962\ Gcal/h}$

Donc le flux de chaleur qui passe dans cette zone est de :

$$\boldsymbol{Q = 19.45 - 9.962 = 9.49\ Gcal/h}$$

Paramètre	Unité	Valeur
$Q_{5\ bruleurs}$	Gcal/h	9.49
	j/s	11018944,4
Diamètre interne (zone de radiation)	m	3,73
Circonférence	m	23,4244
T_{gaz}	K	1773
T_{paroi}	K	1703

ε_{paroi}	-	0,8
ε_{gaz}	-	0,27
Σ	-	$5{,}67 \times 10^{-8}$

$$\boldsymbol{h_{int} = 26,01 W/m^2.K}$$

Enfin d'après la formule (XXX), on trouve :

$$\boldsymbol{K1 = 4.84 \frac{w}{m^2}.°C}$$

2. **<u>Pour la zone de convection :</u>**

- **Entre les fumées et l'huile dans les tubes :**

Nombre adimensionnel	Paramètres	Unité	Valeur
nombre de Reynolds	Débit massique d'huile	Kg/h	1532000
	Masse volumique ρ (convection)	Kg/m^3	798
	Débit volumique d'huile	m^3/s	0,47096909
	Diamètre interne des tubes	mm	161,19
	Section interne de tube	m^2	0,0204
	Nombre de tubes	-	9
	Section interne totale des tubes	m^2	0,1836
	$U\infty$ (coté huile)	m/s	2,56446415
	Viscosité cinématique à 139°C	m^2/s	$1{,}924 \times 10^{-6}$
	Viscosité dynamique	Kg/m.s	$1{,}5353 \times 10^{-3}$
	Capacité calorifique d'huile	Kj/Kg.K	2,32408
	Conductivité thermique d'huile	w/m. °C	0,1326

$$\boldsymbol{Re_{Dint} = 214847,181 > 10^5}$$ **: Régime turbulent**

$$\boldsymbol{f = 0,01539565}$$

nbre adimensionnel	Paramètres	Unité	Valeur
nombre de Prandtl	Viscosité dynamique	Kg/m.s	$1{,}5353 \times 10^{-3}$
	Capacité calorifique d'huile	Kj/Kg.K	2,32408
	Conductivité thermique d'huile	w/m. °C	0,1326

$$\boldsymbol{Pr = 26,9137656}$$

$$\boldsymbol{Nu_{Dint} = 2033,6622}$$

Donc, le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes est :

$$\boldsymbol{h_{int} = 1672,72785\ w/m^2.°C}$$

La valeur trouvée pour$\boldsymbol{h_{int}}$se rapproche de la valeur de design donnée par le fournisseur dans cette zone, où il estime que$\boldsymbol{h_{int} = 1546\ w/m^2.°C,}$ donc cela valide les calculs menés.

Calcul de coefficient de transfert thermique externe: hc

Paramètres	Unité	Valeur
Vitesse massique	Kg/s.m²	2.12
Diamètre externe des tubes	mm	168,3
Température moyenne des fumées	K	616,514886

$$\boldsymbol{Cp_{flue\ gas} = 1,1474\ \text{Kj/Kg.°C}}$$

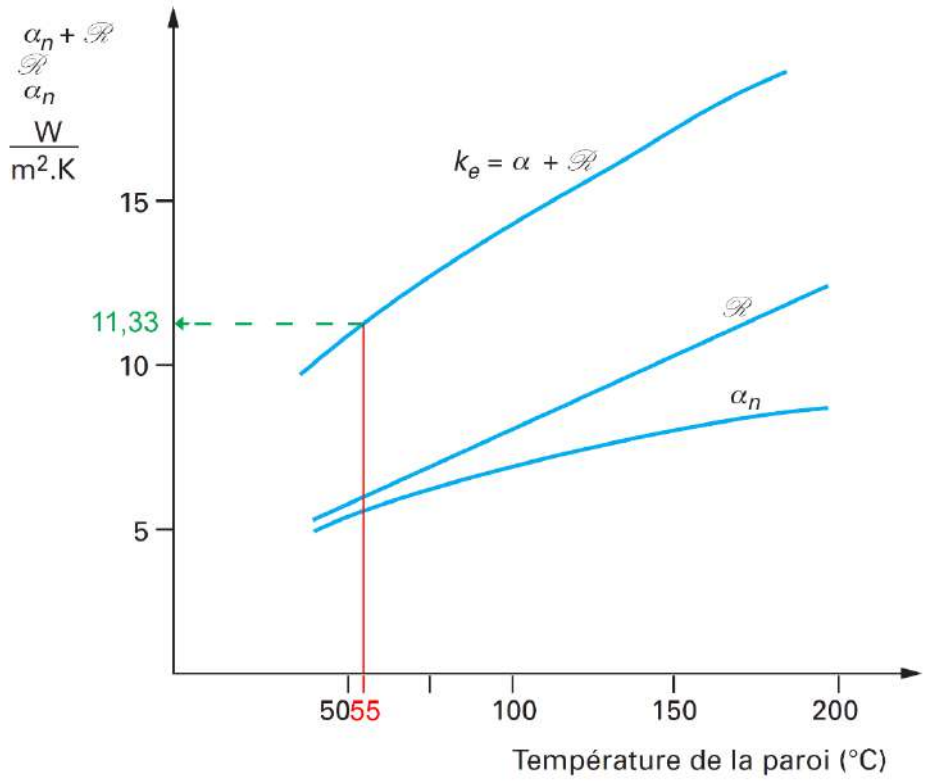
$$\boldsymbol{hc = 9,9629 w/m^2.°C}$$

Le calcul du coefficient global U_1 dans la zone de convection entre les fumées et l'huile dans les tubes a été fait par la formule (XXX), et nous avons trouvé qu'il vaut :

$$\boldsymbol{U_{II} = 1645 w/m^2.°C}$$

Comme il a été dit auparavant, le coefficient de transfert thermique entre les gaz et l'huile dans les tubes est faible (autour de 10 w/m².K) car la vitesse superficielle des gaz de combustion est faible.

- **Entre la paroi interne du four et le milieu externe K2**
-
- Le coefficient d'échange de la paroi externe avec l'ambiance pourrait être estimé par l'abaque suivant :



Figure

La température de la paroi est de 55°C. Donc par extrapolation on trouve :

$$\boldsymbol{h_{ext} = 11,33\ w/m^2.K}$$

Paramètre	Unité	Valeur
Epaisseur de la brique réfractaire	m	0,2
Conductivité thermique de la brique réfractaire	w/m°C	0,9034
Epaisseur de la couche du métal	m	0,006
Conductivité thermique du métal	w/m°C	19,398

D'après les paramètres du tableau (XXX) on a :

$$\boldsymbol{R_{conducion}} = \frac{\sum e_i}{\lambda_i} = \frac{0.15}{1.4946} + \frac{0.006}{21.4} = \boldsymbol{0,10064\ m^2.°C/w}$$

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur dans la zone de convection va être fait de la même manière que celui qui a été fait dans la zone de radiation auparavant :

$$Q = h_{int} \times L_3 \times \left(T_{gaz} - T_{paroi}\right) + \sigma \times L_3 \times \varepsilon_{paroi} \times \varepsilon_{gaz} \times \left({T_{gaz}}^4 - {T_{paroi}}^4\right)$$

$Q_{5\ bruleurs} = 19{,}45\ Gcal/h$

On soustrait la quantité de chaleur absorbée par l'huile dans les deux zones, zone de radiation et celle de convection de la quantité de chaleur totale dégagée par les 5 bruleurs, sachant que

$$Q_{abs.radiation} = 9{,}96\ Gcal/h$$

$Q_{abs.radiation} = 6{,}69\ Gcal/h$

Ce qui fait que la chaleur restante apportée par les fumées dans la zone de convection vaut :
$Q_{rest.convection} = 2{,}81\ Gcal/h$

Paramètre	Unité	Valeur
$Q_{rest.convection}$	Gcal/h	2,81
	j/s	3262722,22
Longueur (zone de convection)	m	6,61
Largeur (zone de convection)	m	4,477
Périmètre	m	22,174
T_{gaz}	K	923
T_{paroi}	K	616.51
ε_{paroi}	-	0,8
ε_{gaz}	-	0,27
Σ	-	$5{,}67 \times 10^{-8}$

D'après les données du tableau (XXX) et la formule (XXX), le coefficient d'échange interne vaut :

$$\boldsymbol{h_{int} = 19.81\ W/m^2.K}$$

Enfin d'après la formule (XXX), on trouve :

$$K2 = \boldsymbol{4.177 w/m^2.°C}$$