
III. Les fours dans l'industrie pétrolière :**1. types des fours dans l'industrie pétrolière :**

Dans la plupart des installations l'apport de l'énergie thermique requise par le procédé se fait par l'intermédiaire de fours à chauffage direct dans lesquels l'énergie produite par la combustion et transmise directement au fluide à réchauffer qui circule dans un serpentin tubulaire ou un faisceau de tubes.

Selon l'effet de l'apport de chaleur au fluide de procédé, on peut distinguer :

- ◆ Les fours de réchauffage de fluide sans changement de phase dans les quels la charge liquide ou vapeur ne reçoit que la chaleur sensible.

C'est le cas par exemple : [11]

- Des fours des unités de reforming catalytique dans les quels la charge à l'état gazeux (déjà vaporisée à l'entrée du four) est portée à la température nécessaire au déroulement des réactions chimiques sur les lits catalytiques.
- Des fours « à l'huile chaud » utilisés comme fluide caloporteur.
- Des surchauffeurs de vapeurs indépendants des fours de vapocraquage quand la vapeur produite dans les échangeurs de ligne de transfert n'est surchauffée dans la zone de convection.

1.1. Les fours de réchauffage de liquide avec vaporisation partielle :

Que l'on rencontre en particulier dans les unités de distillation : four de distillation atmosphérique ou sous vide, four de rebouillage.

Dans ces fours, la charge reçoit de la chaleur latente pour atteindre le degré de vaporisation requise. [15]

1.2. Les fours de réchauffage de fluide avec réaction chimique :

Le faisceau tubulaire du four peut alors être assimilé à un véritable réacteur chimique. On rencontre ce type de four dans les unités de craquage thermique : craquage thermique de distillats, de vapocraquage (fabrication d'éthylène) mais aussi dans certains procédés catalytiques comme le reformage à la vapeur (fabrication d'hydrogène). Dans ces dernier cas un catalyseur est déposé à l'intérieur même des tubes du faisceau. [15]

2. Description d'un four classique :

Un four classique comprend : [16]

- un faisceau tubulaire en zone de radiation et éventuellement en zone de convection.
- Une zone de rayonnement formant la chambre de combustion garnie intérieurement de matériau réfractaire isolant
- Une zone de convection éventuellement garnie également
- Un équipement de chauffe comprenant des brûleurs situés à la base ou sur les côtés de la chambre de combustion, avec son appareillage
- Une cheminée ou un carneau pouvant être garnis avec registre
- Les accessoires divers tels que : souffleurs de suie éventuels, portes d'accès, portes d'explosion, regards, pollution, analyseur d'oxygène, déprimomètre et connexion diverses pour la bonne conduite du four.

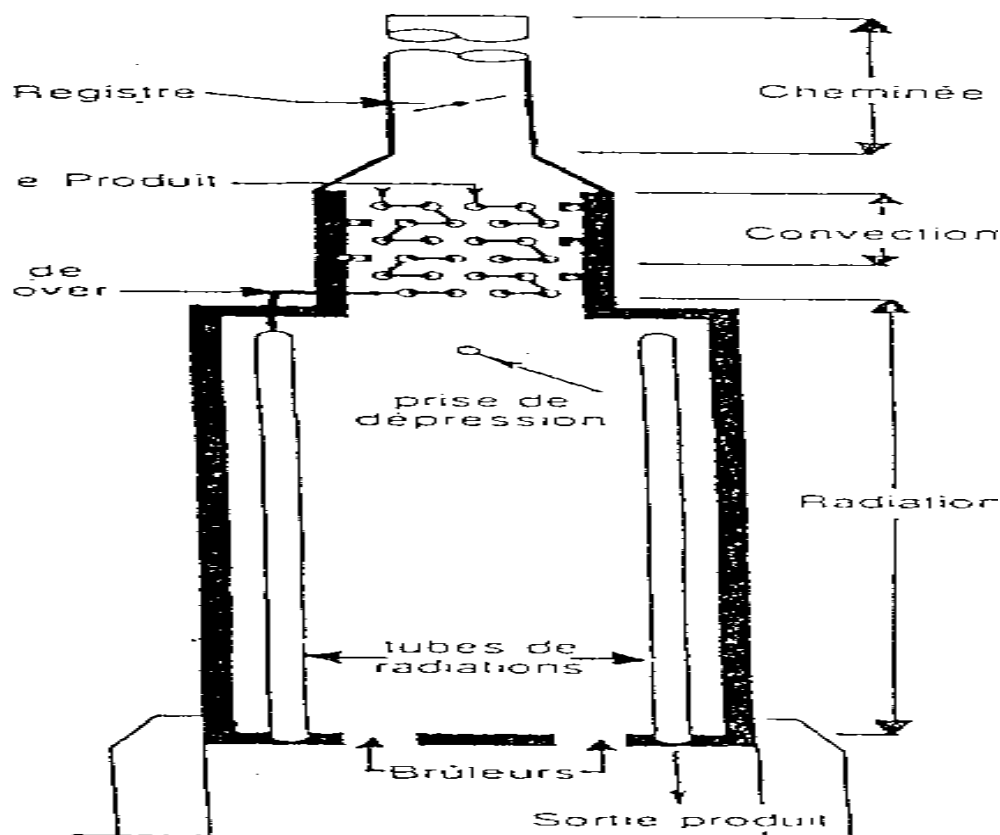


Figure.III.1. four classique [16]

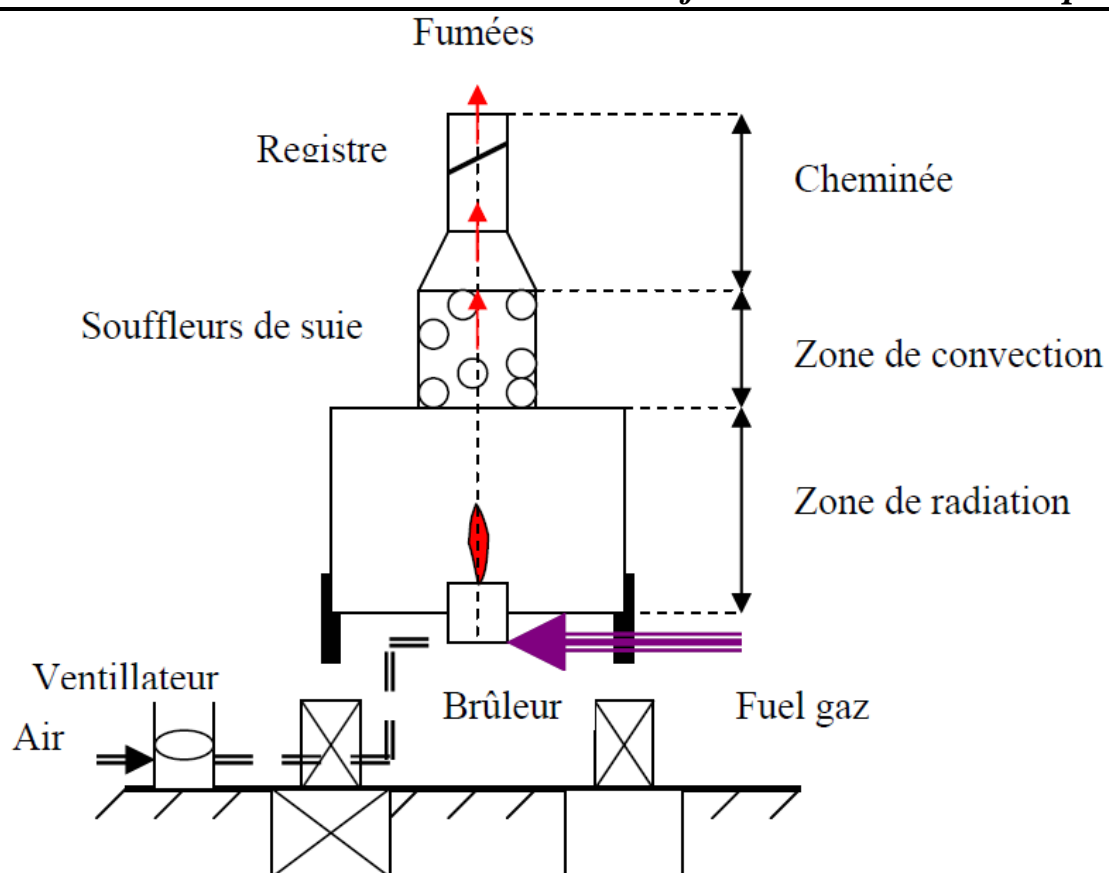


Schéma simplifié d'un four classique

Figure.III.2. Schéma simplifié d'un four classique [16,17]

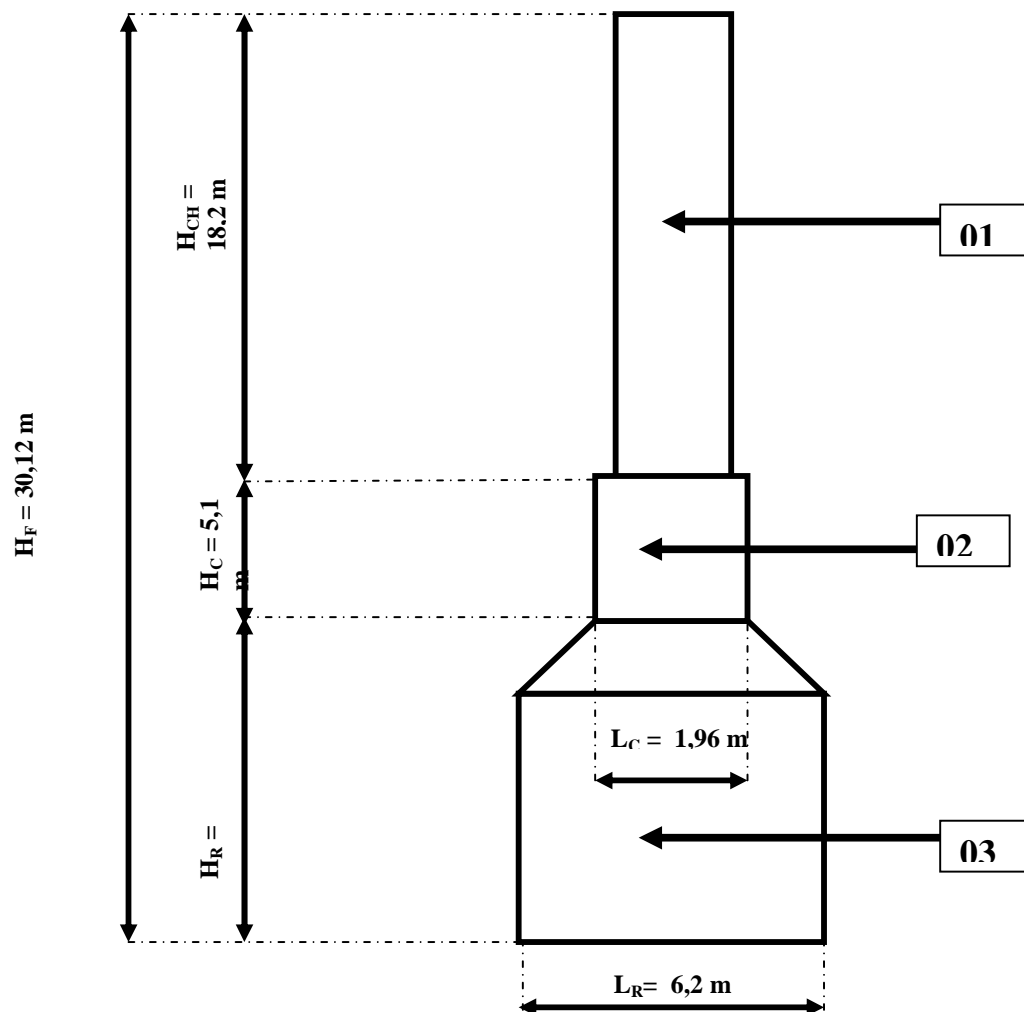


figure.III.3. Dimensions du four classique [17]

3. principaux types des fours :

Il existe une grande variété de fours tubulaires qui diffèrent notamment par leur géométrie. [18]

- Fours cylindriques :

- Fours cylindriques à tubes verticaux
- Fours avec deux zones de radiation cylindriques et une convection commune
- Fours à faisceaux hélicoïdaux

Fours cabines :

- Fours à tubes horizontaux

Fours Box :

- Fours à tube verticaux

- Fours à tube horizontaux

Fours Double Box :

- Fours avec tubes horizontaux ou verticaux

Fours spéciaux :

- Fours de reforming catalytiques
- Fours de reforming à la vapeur
- Fours à brûleurs en voûte
- Fours à brûleurs en murs

3.1. Fours cylindriques à tubes verticaux : [19]

Les brûleurs situés sur la sole du four réalisent le mélange air-combustible et la combustion. Les flammes se développent dans la zone de radiation dans laquelle les tubes sont chauffés par rayonnement. Au sommet de la zone de radiation, la température des gaz de combustion est de l'ordre de 700 à 800 °C et de ce fait le rayonnement est plus faible.

La récupération de chaleur sur les fumées est poursuivie dans la zone de convection fonctionnant comme un échangeur tubulaire. Les fumées refroidies sont rejetées à l'atmosphère par l'intermédiaire de la cheminée.

Au cours de son trajet dans le faisceau tubulaire, le fluide de procédé parcourt successivement les zones de convection et de radiation.

La charpente métallique et l'enveloppe métallique du four (le casing) sont protégées de la chaleur par une isolation interne réalisée en briques ou béton réfractaires ou encore en fibres céramiques.

Les fours cylindriques verticaux sont caractérisés d'un point de vue géométrique par un axe de symétrie vertical. Pour un four équipé d'un seul brûleur, celui-ci est situé dans l'axe du four. Si pour obtenir une puissance thermique élevée plusieurs brûleurs sont nécessaires, ceux-ci sont disposés sur un cercle centré sur l'axe du four.

Selon la puissance thermique du four les dimensions des zones de radiation varient entre 1,5m et 13m de diamètre avec des hauteurs allant de 2,5 m à 25 m.

Les puissances thermiques les plus élevées de ces fours sont de l'ordre de 70 000 th/h ce qui correspond à la combustion d'environ 7 t/h de combustible.

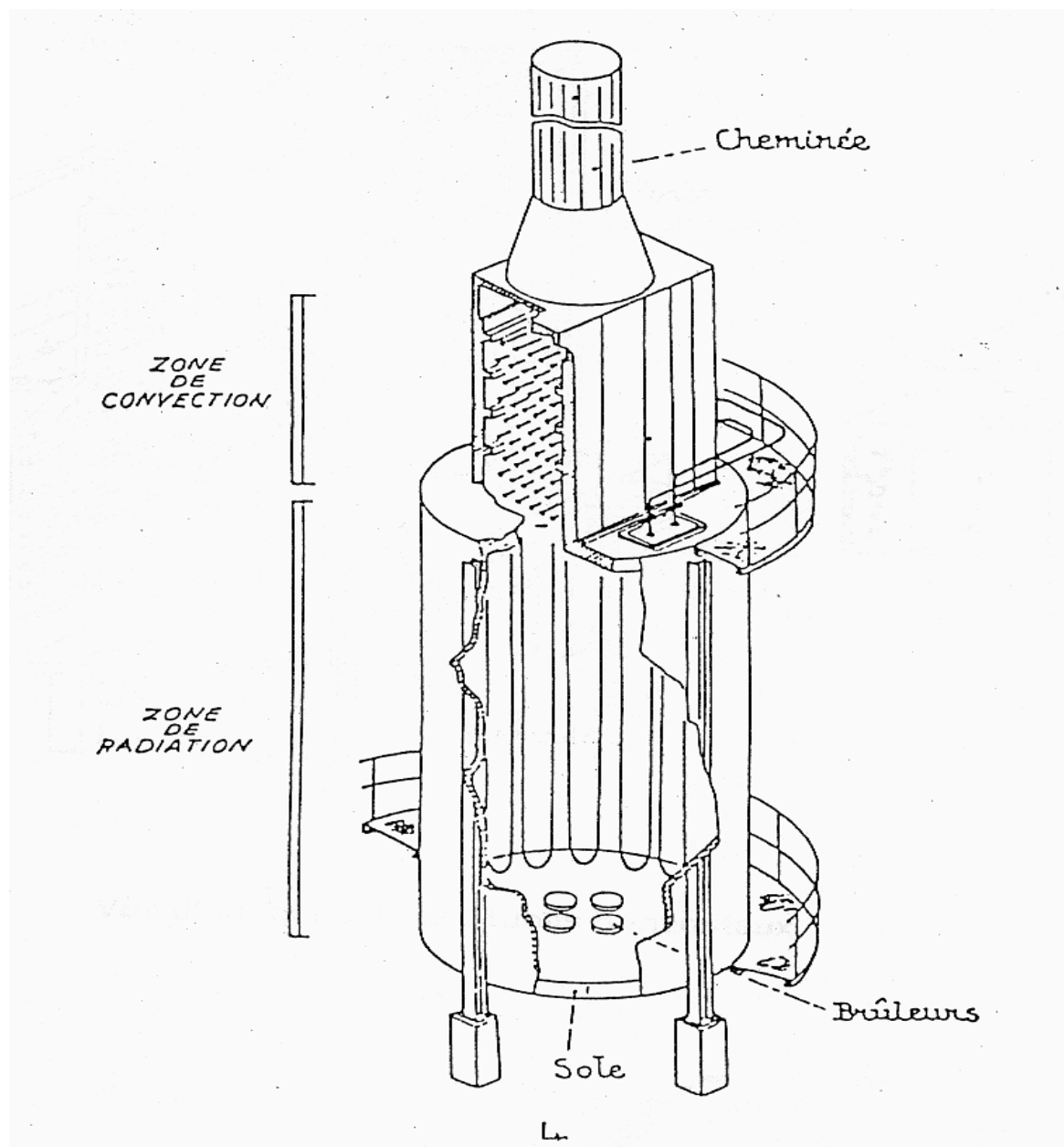


Figure.III.4. Fours cylindriques à tubes verticaux [19]

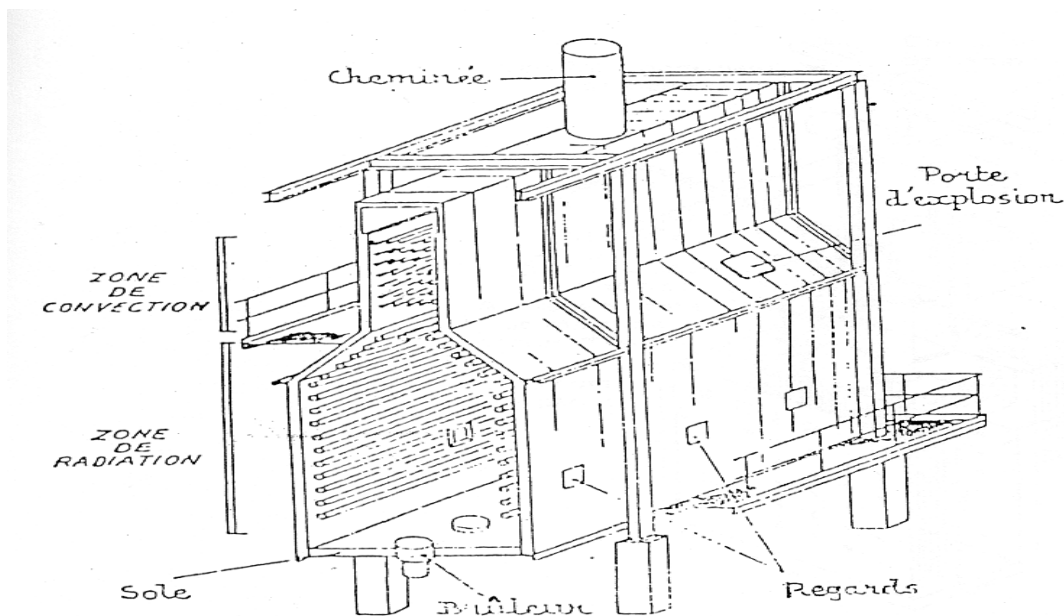
3.2. Fours cabines à bruleur sur la sole :

La figure ci-dessous présente une cuve d'un four cabine à tubes horizontaux.

Il se distingue essentiellement du four cylindrique par l'existence d'un plan de symétrie ce qui conduit à disposer un grand nombre de brûleurs sur la sole pour réaliser un rideau de flammes dans le plan médian de la zone de radiation.

Ce type de four dans lequel on peut installer des tubes horizontaux d'une très grande longueur (jusqu'à 40m) peut atteindre des puissances thermiques très élevées dépassant 200 000 t/h. La largeur de la zone de radiation est d'environ 6 m et la hauteur de 10 m à 15 m. [16,19]

Dans certains cas pour limiter la longueur du four, on découpe la zone de radiation en deux cellules disposées parallèlement et surmontées d'une zone de convection commune (schéma ci-dessous)



Vue d'un four cabine à tubes horizontaux

5

Figure.III.5. une cuve d'un four cabine à tubes horizontaux [19]

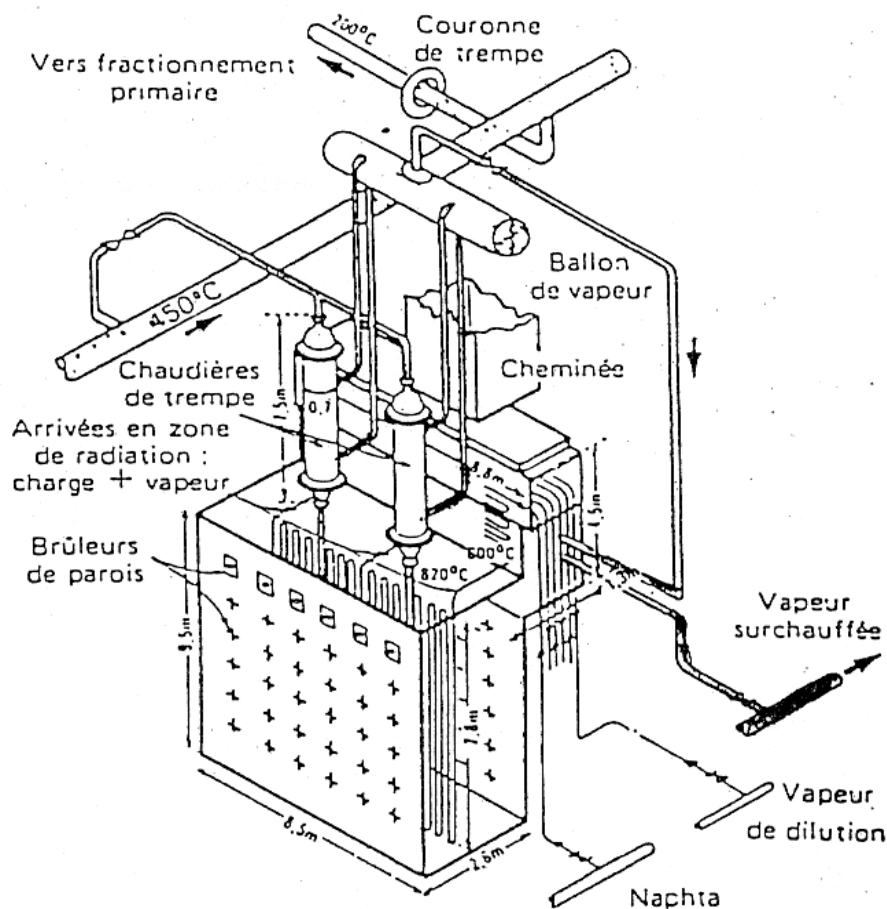
3.3. Fours cabines à brûleur sur les parois :

Il est utilisé procédés comme le vapocraquage exigent un apport de chaleur intense au faisceau tubulaire et un niveau de température élevée. Pour atteindre cet objectif il est nécessaire de répartir l'apport de

chaleur sur toute la hauteur du four ce qui conduit à disposer des brûleurs sur toute la surface de la paroi. Le faisceau tubulaire est alors situé dans le plan médian du four. [19, 20]

La zone de convection est utilisée pour préchauffer la charge et la vapeur de dilution et éventuellement surchauffer la vapeur produite dans les chaudières de trempe.

L'inconvénient du four cabine est d'occuper une place au sol bien supérieure à celle nécessitée par un four cylindrique.



Vue d'un four cabine à brûleurs sur les parois

6

Figure.III.6. une cuve d'un four cabines à brûleur sur les parois [19]

4. Critères de choix d'un four :

Les principaux critères de choix d'un four sont : [21]

- Caractéristiques chimiques de fluide
- Conditions de service (température, pression, pertes de charges admissibles, taux de vaporisation)
- Flexibilité imposée
- Type d'écoulement lié au fluide
- Emplacement disponible dans l'unité
- Technologie particulière à certains procédés
- Coût de l'investissement
- Coût type de combustible
- Expérience dans des domaines similaires.

5. Rendement des fours :

Le rendement des fours de raffinage et de pétrochimie tient une place capitale dans les paramètres de choix des équipements.

5.1. Bilan thermique :

La notion du rendement d'un four apparaît par le fait que le débit de chaleur libérée aux brûleurs par la combustion n'est pas intégralement transmis au fluide procédé. On constate en effet des pertes thermiques qui ont essentiellement deux origines

Les pertes par les parois du four (Q_{parois}) sont dues aux imperfections de l'isolation thermique par les matériaux réfractaires. Dans le cas de fours récents de grandes puissances, elles représentent 1 à 2% de la chaleur libérée aux brûleurs ($Q_{\text{entrée}}$).

Elles peuvent être beaucoup plus importantes dans le cas de fours anciens dont le réfractaire est défectueux.

Les pertes par les fumées ($Q_{\text{fumée}}$) qui évacuent à l'atmosphère un débit de chaleur relativement important représentant entre 5 et 20% de celui qui est libéré aux brûleurs.

Le bilan thermique du four s'exprime : [21]

$$Q_{\text{entrée}} = Q_{\text{absorbée}} + Q_{\text{fumée}} + Q_{\text{parois}}$$

Le diagramme ci-dessous montre les différents flux énergétiques d'un four et permet de mettre en évidence la définition du rendement.

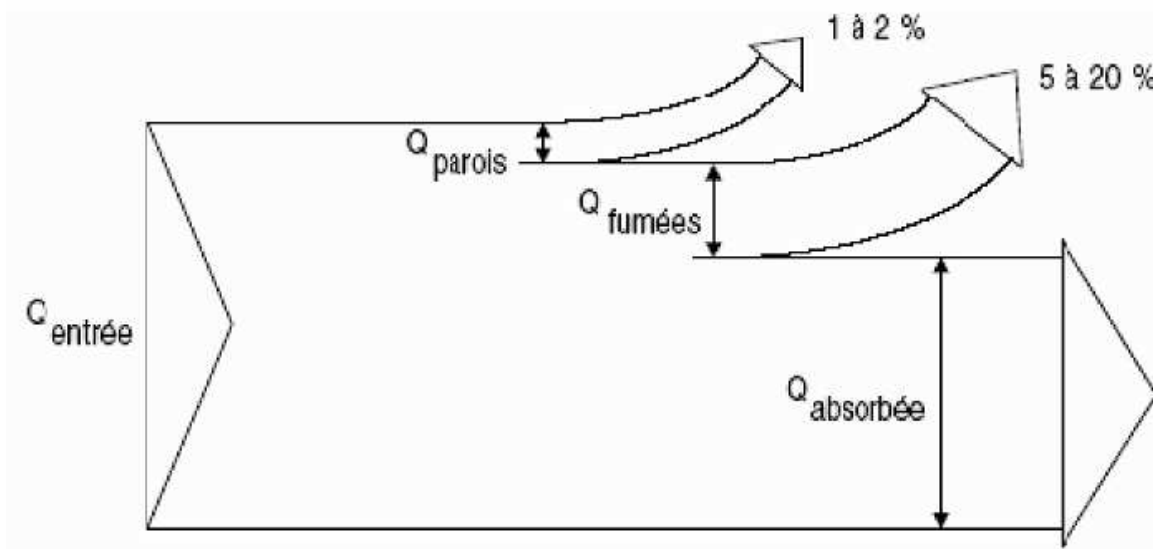


Figure.III.7. Bilan thermique d'un four [22]

5.2. Définition :

Le rendement d'un four η est défini comme étant le rapport du débit de chaleur absorbé ($Q_{\text{absorbée}}$) par le fluide procédé au débit de chaleur fourni ($Q_{\text{entrée}}$) au four par la combustion : [18]

$$\text{Rendement (\%)} = \eta = (Q_{\text{absorbée}} / Q_{\text{entrée}}) \times 100$$

Le calcul d'un rendement de four nécessite de connaître :

$Q_{\text{entrée}}$ ce qui est possible en mesurant les débits et caractéristiques des combustibles.

$Q_{\text{absorbée}}$ ce qui est souvent très difficile surtout quand il y a vaporisation ou réaction chimique dans le faisceau tubulaire.

En utilisant le bilan thermique du four, le débit de chaleur absorbé peut encore s'exprimer :

$$Q_{\text{absorbée}} = Q_{\text{entrée}} - Q_{\text{fumée}} - Q_{\text{parois}}$$

L'expression du rendement devient :

$$\text{Rendement (\%)} = \eta = [(Q_{\text{entrée}} - Q_{\text{fumée}} - Q_{\text{parois}}) / (Q_{\text{entrée}})] \times 100$$

Ou

$$\text{Rendement (\%)} = 100\% - \% \text{ pertes fumées} - \% \text{ pertes parois}$$

Il reste alors à :

Estimer Q_{pertes} par les parois car ce poste est très difficilement mesurable. On peut être aidé en cela par l'expérience du constructeur.

Déterminer $Q_{\text{fumées}}$ qui dépendent à la fois du débit, de la composition et surtout de la température des fumées.

La détermination du rendement de four est particulièrement importante car il conditionne la consommation de combustible. Il explique à lui seul une grande partie de l'évolution des fours dont la conception est largement influencée par le prix du combustible. Cette évolution se caractérise principalement par :

L'installation de dispositifs permettant de mieux refroidir les fumées en convection, réchauffage d'autre fluide, chaudière de récupération, échangeur air- fumées,... [19]

L'amélioration des équipements de chauffe utilisés dans l'industrie pétrolière, brûleurs performants, meilleurs contrôle de la chauffe.

Tout cela conduit à faire des fours pétroliers des équipements plus complexes mais avec le bénéfice d'une économie importante. Les fours modernes avec pré chauffeur d'aire, ventilateurs de soufflage d'aire et extraction des fumées (rendement 90%) illustrent cette évolution.

5.3. Paramètres dont dépend le rendement d'un four : [16,19,21]

Le pourcentage de pertes par les fumées dépend de deux paramètres :

L'excès d'aire de combustion qui accroît le débit de fumée et diminue le rendement du four. En effet, le débit d'air excédentaire consomme de l'énergie libérée aux brûleurs pour s'échauffer de la température ambiante à celle de rejet des fumées.

La combustion en excès d'air se traduit par la présence d'oxygène dans les fumées en teneur d'autant plus élevée que l'excès d'air est grand. Ainsi, le pourcentage de pertes aux fumées du à l'excès d'air peut être estimé par la relation approchée :

$$\% \text{ de pertes aux fumées} = (\text{teneur en O}_2 \text{ des fumées } \%) / 2$$

La température de rejet des fumées qui est d'autant plus élevée que la récupération d'énergie est moins bonne et donc le rendement du four est faible.

Le pourcentage de pertes aux fumées du à leur température de rejet s'obtient approximativement par :

$$\% \text{ de pertes aux fumées} = (\text{Température des fumées } ^\circ\text{C}) / 20$$

Remarque :

Les pertes par les parois quant à elles peuvent être estimées à 2%.

Application :

Appliquées aux conditions de fonctionnement du four présentées ci-dessous, ces règles d'estimation permettent d'évaluer son rendement.

6. La combustion dans le four :

6.1. Généralités :

La combustion dans les fours pétroliers et pétrochimiques se fait dans une chambre appelée également zone de rayonnement. le faisceau absorbant en radiation étant disposé le long des murs réfractaires est donc soumis à au rayonnement direct de flamme qui se développe très souvent entièrement dans la chambre.

La combustion s'effectue à l'aide des brûleurs à pulvérisation de vapeur capables de brûler des combustibles liquide ou gazeux aux caractéristiques variables et très différentes.

La combustion se fait suivant les équations de réactions classiques avec des excès d'air variant de 10% à 40% selon les équipements de chauffe. [21,22]

6.2. Définition de la chaleur de combustion :

On appelle (chaleur de combustion) à pression constante d'un corps simple ou d'un composé chimique défini le grand nombre de calories dégagées par la combustion avec l'oxygène d'une partie de combustible égale à une unité de masse. la combustion a lieu à la pression normale de 760mm de Hg avec le combustible, l'oxygène, les fumées pris à la température initiale 0°C, et l'eau produite par la combustion est totalement condensée. [11,17,18]

6.3. Réaction de combustion :

Connaissant la composition des combustibles, l'excès d'air imposé et le taux de la vapeur de pulvérisation des brûleurs, nous résoudrons l'équation de réaction afin déterminer la composition des gaz provenant de la combustion. En effet, il sera utile de connaître cette composition pour :

- Dimensionner le four
- Dimensionner les carneaux et la cheminée
- Evaluer la quantité des produits agressifs libérés.

Les principales réactions des combustions neutres sont données dans le tableau, avec une température de référence de 0°C.

Ces réactions permettent de déterminer la quantité d'air nécessaire aux brûleurs ainsi que la composition et la quantité des fumées sèches et humides produites à partir d'un combustible. [19,23]

Combustible	Réaction de combustion	Eau vapeur Kcal	Eau liquide Kcal
C	$C + O_2 + 4N_2 = CO_2 + 4N_2$	97,6	
C	$C + \frac{1}{2} O_2 + 2N_2 = CO + 2N_2$	29,4	
S ₂	$S_2 + 2O_2 + 8N_2 = 2SO_2 + 8N_2$	138,6	
S ₂	$S_2 + 3O_2 + 12 N_2 = 2SO_3 + 12N_2$	183,6	
H ₂	$H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 2 N_2 = H_2O + 2 N_2$	58,2	69,1
CO	$CO + \frac{1}{2} O_2 + 2 N_2 = CO_2 + 2N_2$	68.2	
CH ₄	$CH_4 + 3O_2 = CO_2 + 2H_2 O + 8N_2$	192,5	214.3
C ₂ H ₄	$C_2 H_4 + 3O_2 + 12N_2 = 2CO_2 + 2H_2O + 12N_2$	319.7	341.5
C ₂ H ₂	$C_2 H_2 + 5/2O_2 + 10 N_2 = 2 CO_2 + 2H_2O + 10N_2$	304.8	315.7
C ₆ H ₆ gaz	$C_6 H_6 + 15/2O_2 + 30N_2 = 6CO_2 + 3H_2 O + 30N_2$	751.5	748.2
C ₄ H ₁₀	$C_4 H_{10} + 13/2O_2 + 26N_2 = 4CO_2 + 5H_2 O + 26N_2$	625.7	680.2
C ₃ H ₈	$C_3H_8 + 5O_2 + 20N_2 = 3CO_2 + 4H_2O + 20N_2$	485.1	528.7
C ₂ H ₆	$C_2 H_6 + 7/2O_2 + 14N_2 = 3CO_2 + 3H_2 O + 14N_2$	340.9	373.6

Tableau.III.1. Les réactions de combustible dans le four [23]

6.4. Composition théorique des fumées :

La Composition théorique des fumées s'exprime en pourcentage volumique ou Massique.

On obtient ces valeur à partir du nombre de molécules des constituants que i'on détermine à l'aide des équations de réactions.

Soit pour les principaux constituants de fumées humides provenant de la combustion de 1kg de combustible. [19]

produit	p.m	Nombre de moles	% volumique	Poids kg/kg	Volume (Nm ³ /kg)
Agressifs					
CO ₂	44	n ₂	n ₁ /N	44n ₂ x10 ⁻³	0.0224n ₁
SO ₂	64	n ₂	n ₂ /N	64n ₂ x10 ⁻³	0.0224n ₂
N ₂	28	n ₃	n ₃ / N	28n ₃ x10 ⁻³	0.0224n ₃
O ₂	32	n ₄	n ₄ /N	32n ₄ x10 ⁻³	0.0224n ₄
H ₂ O	18	n ₅	n ₅ /N	18n ₅ x10 ⁻³	0.0224n ₅
Total	N	100	∑PM _i n _i 10 ⁻³	∑0.0224n _i

Tableau.III.2. les principaux constituants de fumées humides provenant de la combustion de 1kg de combustible [19]

Il vient : [19]

$$\text{Poids spécifique des fumées} = \frac{\sum PM_i n_i \times 10^{-3}}{\sum 0.0224 n_i} \quad (\text{kg/Nm}^3)$$

Volume spécifique des fumées = 1/poids spécifique des fumées

6.5. Teneur théorique en produits agressifs :

La connaissance de la teneur en produit

Agressifs s'impose aujourd'hui du fait de réglementation sur la pollution atmosphérique.

Le principal produit agressif contenu dans les fumées produites par les combustibles utilisés est le CO₂, le SO₂ et le NO. [18,20]

6.6. Pouvoir calorifique supérieur et inférieur :

On appelle pouvoir calorifique supérieur (PCS) la quantité de chaleur, exprimée en kcal, dégagée par la combustion à pression constante de 760mm de Hg de 1Nm³ d'un combustible à la température de 0°C, les produits de la combustion. Etant ramenés à la température de référence (0°C). [20]

On appelle pouvoir calorifique inférieur (PCI) la quantité de chaleur dégagée dans les mêmes conditions que le PSC, mais en admettant que la vapeur provenant de la réaction de combustion n'est pas condensée.

Les deux valeurs sont liées pour les gaz et les liquides par les relations respectives suivantes en négligeant la contraction du mélange combustible carburant : [19,20]

$$\begin{aligned} \text{PCI} &= \text{PCS} - 10,9n & n &= \text{nombre de moles de H}_2\text{O} \\ \text{PCI} &= \text{PCS} - 53H & H &= \% \text{ poids de l'hydrogène du combustible.} \end{aligned}$$

6.7. Enthalpie des fumées :

L'enthalpie des fumées est fonction de la température et de la chaleur spécifique de ces fumées.

La chaleur spécifique moléculaire des gaz constituant les fumées varie en fonction de la température suivant les formules ci-après, les quelles peuvent et utilisées sans grande risques d'erreurs pour les niveaux de température consécutions exprimés en degrés Celsius . [21]

$$\begin{aligned} \text{O}_2, \text{N}_2, \text{H}_2, \text{CO} \quad \text{il vient : } C_p &= 6,8 + 12 \times 10^{-4}t \\ \text{H}_2\text{O} \quad \text{il vient : } C_p &= 8,1 + 58 \times 10^{-4}t \\ \text{CO}_2 \quad \text{il vient : } C_p &= 8,5 + 74 \times 10^{-4}t \end{aligned}$$

D'où la notion de chaleur d'échauffement d'un gaz de t_0 à t_1 le nombre totale des calories qu'il faut cédera en se refroidissant, d'où les types suivants :

La chaleur d'échauffement moléculaire à pression constante de 0°C à $t^\circ\text{C}$ en kcal.

La chaleur d'échauffement à pression constante de 0°C à $t^\circ\text{C}$ en kcal, rapportée à 1Nm^3 de gaz (0°C et 760mm de Hg).

6.8. Excès d'air :

Pour avoir un combustion complète c'est-à-dire sans présence d'oxyde de carbone dans les fumées surtout dans les fours une quantité d'air supérieure à celle strictement nécessaire à la combustion , cette quantité est l'excès d'air que l'on exprime en pourcentage de la quantité d'air théorique .

Cette notion d'excès d'air est extrêmement importante. En effet, air en excès qui est inutile à la combustion est réchauffé au cours de son passage dans le four à la température des fumées, ce qui constitue une perte supplémentaire. [18]

Il y donc intérêt a réduite d'excès d'air au minimum, sans toutefois descendre au- dessous d'un limitée raisonnable, car l'apparition de CO dans les fumées réduit considérablement la quantité de chaleur dégagé par la combustion et peut fort bien rendre nécessaire dégagement plus élevé permettant une combustion complète.

Les fours moderne, lorsque 'ils sont équipés de brûleurs bien adaptés au combustible utilisé, peuvent être conduits avec un excès d'aire de 20 à 30 % si l'on y brûle du gaz, et 30 à 40% si l'on y brûle du fuel avec une pulvérisation correcte. [22]

6.9. Température théorique de combustion (de la fumée) :

C'est la température idéale à laquelle s'élèveraient les produits de la combustion dans le cas d'une combustion instantanée dans une enceinte parfaitement athermique. Les températures atteintes dans le four sont toujours inférieures à cette température théorique parce que la combustion n'est jamais instantanée et que les gaz commencent à rayonner dès que leur température est supérieure à celle des tubes du four.

On peut facilement calculer cette température théorique quand on trace de l'enthalpie des gaz de combustion en fonction de température.

Elle correspond au point où l'enthalpie des fumées est égale à la chaleur libérée par la combustion (pouvoir calorifique inférieur du combustible + chaleur sensible du combustible de l'air de combustion).
[23,24]

7. Transfert de chaleur dans les fours :**7.1. Introduction :**

L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et à température différente de l'énergie sous forme de chaleur jusqu'à disparition complète de leur différence de température. Ce change peut se faire de trois façons différentes :

Par conduction, s'il y a contact physique entre les molécules des corps contiguës et immobiles. Le transfert de chaleur correspond alors à la transmission d'une énergie cinétique due aux chocs élastiques des molécules fluides, aux oscillations longitudinales des molécules de solides non conducteurs de l'électricité ou au mouvement des électrons dans les autres cas. Les lois fondamentales de transferts de chaleur par conduction sont en complète analogie avec celles de la conduction électrique.

Par convection, s'il s'agit de fluide en mouvement et que la transmission de chaleur accompagne le déplacement des filets d'un seul fluide ou s'opère par mélange de deux fluides. Ce mode de transfert est donc essentiellement régi par les lois des écoulements des fluides ainsi que par celles de la conduction.

Par rayonnement, tout corps porté à une température supérieure à zéro absolu (0°K) rayonne, dans toutes les directions, une énergie sous forme d'ondes électromagnétique. Inversement, tout corps susceptible d'absorber toute ou une partie de l'énergie électromagnétique analogue à celle qu'il serait susceptible d'émettre. Cette forme de transfert de chaleur ne nécessite donc, entre les corps considérés, aucun support matériel et s'identifie pratiquement à la propagation de la lumière c'est-à-dire l'optique.

En réalité, tout échange thermique s'effectue simultanément sous les formes précédentes mais généralement l'une d'elle est prédominante et les autres peuvent être négligées. Cependant, lorsque les

trois modes de transfert de chaleur sont concurremment, il est nécessaire d'écrire que l'échange est la somme des trois effets, comme ce serait le cas pour le refroidissement à l'air d'une plaque métallique à très haute température. [18,24]

En fin il y a lieu de distinguer, comme en mécanique des fluides, les régimes établie (ou permanent) d'écoulement de la chaleur, caractérisé par la constance des températures locales, et le régime non établi ou transitoire où les températures locales varient en fonction du temps de sorte que les équations de transfert comporteront le terme différentiel dit relatif au temps.

7.2.Calculs thermiques :

7.2.1. Radiation :

7.2.1. a. Evaluation de la quantité de chaleur transmise en radiation :

Le nombre et la disposition des tubes d'une zone de radiation, ainsi que les caractéristiques dimensionnelles étant fixées, on peut déterminer quelle partie de la chaleur dégagée sera transmise par radiation au fluide circulant les tubes et également la température de sortie de fumées de cette zone.

La convection étant négligée dans la chambre de combustion. Cette quantité de chaleur est influencée par celle libérée, la température, la composition du gaz de combustion, la surface de faisceau tubulaire ainsi que la disposition celui-ci par rapport au surface réfractaire non recouverte de tubes.

Les premiers facteurs dépendent de la quantité, de la nature du combustible et conditions de la combustion comme l'excès d'air et la température de préchauffage de l'air. Les suivants sont des facteurs géométriques ou facteurs de forme, liés uniquement à l'architecture du four. [24]

Afin d'effectuer les calculs, il est nécessaire de poser quelques hypothèses de simplification. Ainsi, la surface froide des tubes et celle des produits de combustion (surface émettrice) sont supposées planes et largement plus grandes que les distances respectives. On suppose également que les températures de chacune des surfaces sont uniformes. En supposant également que les températures des gaz de combustion sont constantes, on suppose en même temps que la combustion est lente. Pour les brûleurs à prémélange, la température décroît le long du projet du gaz jusqu'à atteindre la température des fumées à la sortie du four. Il est donc nécessaire d'effectuer les calculs par tranche. On admet également que les réfractaires sont parfaitement isolants. La supposition faite, on arrive à l'équation décrite par les lois du rayonnement : [22,24]

$$Q_A = \sigma \cdot F \cdot A (T_g^4 - T_A^4).$$

Q_A : quantité de chaleur absorbée (kcal).

A : c'est la surface de corps noir ou surface d'absorption des tubes (m^2).

T_g : températures des gaz de combustions dans la zone de radiation (K).

T_A : la température de la surface des tubes (K).

σ : Constant de STEFAN BOLTZMAN est égale à : $4,96.10^{-8}$ kcal/h.m².K⁴.

F : coefficient d'échange.

7.2.1.b. Bilan thermique de la zone de radiation : [25]

La chaleur dégage par la combustion est égale à la chaleur absorbée par les tubes.

$$Q_A = \sigma \cdot F \cdot A (T_g^4 - T_A^4)$$

Q_A : quantité absorbe par m² de surface effectif d'absorption.

Soit :

T_f : la température de la flamme en combustion adiabatique.

M : massa de gaz de combustion produits par m² de surface absorbant effectif.

C_p : la chaleur spécifique moyenne [273 K÷T_f].

La quantité de chaleur dégage par combustion est :

$$Q_L = M C_p (T_f - 273)$$

La quantité restant dans les gaz et quittant la chambre est :

$$Q_2 = M \cdot C_p (T_g - 273)$$

$Q_L = Q_1 + Q_2 \Rightarrow Q_L - Q_2 = Q_1$; C'est-à-dire :

$$Q_1 = M C_p (T_f - T_g) = \sigma (T_g^4 - T_A^4)$$

Connaissant T_f et T_A , peut déterminer T_g .

7.2.1.c. Calcul du coefficient global d'échange : [18,20,24]

Puisqu'il nous est possible de trouver « T_g », il faut à présent de déterminer « F » puisque la surface des tubes est supposée plane et celle des gaz parallèle, on sait que si les deux surface étaient noires . le coefficient d'échange serait :

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_A} + \frac{1}{\epsilon_F} - 1}$$

Sont à déterminer donc : ϵ_A , traduisant l'équivalence entre la surface réelle d'absorption des tubes et une surface noire plane A ; ϵ_F facteur d'émission nette des gaz , fonction du facteur d'émission brute ϵ_F DE

CES DERNIERS AINSI que des facteurs de forme , l'enceinte du four étant constituée de surfaces réfractaires réfléchissantes A_R et de la surfaces absorbantes A_{RT}

Rayonnement direct :

Chaque élément de tube reçoit la radiation à un taux différent et les tubes n'interceptent pas la totalité du rayonnement incident. L'intégration, le long de la circonférence du tube , de l'intensité du rayonnement en chaque point permet de déterminer la fraction de l'énergie calorifique incidente absorbée par le tube . elle ne dépend que de l'entraxe des tubes,

Facteur d'émission des gaz de combustion

Parmi les gaz produits par la combustion, seuls les hétéropolaires(CO_2 , VE , SO_2) sont susceptibles de rayonner, mais n'émettent de rayonnement que dans certains intervalles de longueurs d'ondes et absorbent les rayonnement dans ce même intervalles. Les autres, tels que l' O_2 et l' N_2 sont des molécules symétriques transparentes et n'émettent aucun rayonnement. [25]

Kirchhoff précise que le facteur d'émission et le facteur d'absorption à une même température sont égaux.

$Q = \sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_A^4)$ échange net de chaleur entre gaz rayonnant à T_g , l'enceinte qui le contient supposée à T_A

ϵ_g : facteur d'émission à T_g , α_g : facteur d'absorption à T_A on peut donc écrire : $Q = \sigma \epsilon_f (T_g^4 - T_A^4)$

$$\epsilon_f = \frac{\epsilon_g - \alpha_g \left(\frac{T_A}{T_g} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_A}{T_g} \right)^4}$$

ϵ_f :facteur d'émission net des gaz vers les parois de l'enceinte

on appelle « épaisseur utile » , l'épaisseur correspondant au rayon d'un sphère de gaz qui aurait le même pouvoir émissif que le volume de gaz contenu dans le four .elle dépende de la forme du four .

le tableau suivant donne les valeurs de l'épaisseur utile en fonction des dimensions du four .

Forme et dimensions du four	Epaisseur 'L'
Fours classiques 1x1x1x1 à 1x1x3 1x2x1x à 1x2x4 1x1x4 à 1x1x Four a cabines 1x2x4 1x2x5 à 1x2x8 Fours cylindriques D x d Dx2d à dx	$\sqrt[3]{volume}$ Plus petite dimension. $\frac{2}{3} \sqrt[3]{volume}$ 1/3 x la plus petite dimension 2/3 diamètres 1xdiametre.

Tableau.III.3. les valeurs de l'épaisseur utile en fonction des dimensions du four [25]

7.2.1.d. Rayonnement des réfractaires nus : [19,20,26]

En supposant que la totalité des parois réfractaires soit recouvertes des tubes et donc que transmission entière de la chaleur entre les gaz de combustion et les tubes se fasse par radiation directe. Sachant également qu'il est admis que la surface emmenotter des gaz et la surface réceptrice équivalente aux tube étant parallèle et de grandes dimensions par rapport à leur distance, on a : [19,26]

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1}{\varepsilon_f} - 1}$$

La quantité de chaleur transmise par les gaz aux réfractaires est :

$$Q_{G.R} = \sigma A_R F_{G.R} (T_g^4 - T_R^4)$$

A_R : surface des réfractaires nus ; $F_{G.R}$: fraction de rayonnement qu'ils reçoivent la quantité transmise des réfractaire à la surface absorbante est :

$$Q_{R.A} = \sigma A_R F_{G.R} (T_R^4 - T_A^4)$$

par hypothèse :

$$Q_{RA} = Q_{GR} \Rightarrow T_R^4 = \frac{A_R \cdot F_R \cdot T_g^4 + A \cdot F_{RA} \cdot T_A^4}{A_R \cdot F_{GR} + A \cdot F_{RA}}$$

$$\Rightarrow Q_{RA} = \sigma \cdot A \frac{F_{RA} \cdot F_{GR}}{F_{GR} + \frac{A}{A_R} \cdot F_{RA}} (T_g^4 - T_A^4)$$

Le terme $\frac{F_{RA} \cdot F_{GR}}{F_{GR} + \frac{A}{A_R} \cdot F_{RA}}$ représente la fraction de rayonnement transmise des gaz

chauds vers la surface froide par l'intermédiaire des réfractaires

$$F_{RA} = (1 - \epsilon_f) \cdot Q \quad Q : \text{facteur de forme}$$

On aura donc, après recombinaison de l'expression précédente :

$$\epsilon_F = \epsilon_f \left[1 + \frac{\frac{A_R}{A}}{1 + \frac{\epsilon_f}{1 - \epsilon_f} \cdot \frac{1}{\varphi}} \right]$$

Calcul définitif du coefficient global d'échange :

Définitivement on a : $F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_A} + \frac{1}{\epsilon_f} - 1}$, qui s'applique à la surface équivalente du plan contenant

quand Q peut être mise sous la forme $\frac{A + A_R}{A}$, FD sera sous forme simplifiée

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_A} + \frac{A}{A + A_R} \left(\frac{1}{\epsilon_f} - 1 \right)}$$

Détermination pratique

La fraction de chaleur absorbée par radiation est :

$$R = \frac{1}{1 + \frac{\sigma^* \sqrt{\frac{Q}{A_{RT}}} \cdot \epsilon_A}{6940}} \quad (1)$$

σ^* : rapport de poids d'air au poids de combustible

Q : chaleur libérée (kg/h) compte tenu du préchauffage de l'air.

A_{RT} : Air des parois réfractaire devant les quelles sont montés les tubes.

ϵ_A : facteur d'absorption des rangées de tubes.

Soit : n : nombre de rangées et N : nombre de tubes par rangée.

C : entr'axe , D : diamètre L : longueur du tube.

$$A_{RT} = L.N.C$$

$$A_t = N.n.\pi L = \pi.n.A_{RT} \cdot \frac{D}{C}$$

La quantité de chaleur libérée est : $\varphi = A_t \cdot \frac{q}{R} = \frac{q}{R} + \frac{D}{C} n \pi A_{RT} \quad (2)$

q : taux d'absorption par m³ de surface des tubes .

Effectuons le rapport $\frac{(2)}{(1)} \Rightarrow R = \frac{1}{1 + \frac{G^\mu \cdot \frac{q}{R} \cdot \frac{D}{C} \cdot \frac{n \pi}{\epsilon_A}}{6940}} c$

7.2.1. e. Méthode DE LOBO-EVANS : [20,27]

Démarche à suivre : -déterminer la surface effectif : $A = \epsilon_A.A_{RT}$ (---- ϵ_A : par la courbes)

Déterminer la épaisseur utile « L » des gaz de combustion d'après la nature de combustion et de l'excès d'air puis calcule P.L.

En fonction de la température du fluide et du taux de transfert « q » désiré, calcule la température de peau des tubes « T_A ».

Estimer une température des gaz « t_g ».d 'prie la courbe d'enthalpie des fumée et l'enthalpie de combustion « H_f », en déduit la fraction de la chaleur totale libérée dans le four et absorbée par le tube.

$$R = \frac{H_f - H_{tg}}{H_f} \quad Q = \frac{q}{R} \cdot \frac{D}{C} \pi . n . L . N . C$$

Facteur d'émission de la flamme ϵ_f en fonction de P.L, T_g et T_A

Surface des réfractaires nus. par calcul direct ou graphiquement ; calcul du facteur d'échange globale « F » en déduire F_A ET Q/F_A .

A partir de la température estimée, calculer la température de pseudo flamme par calcul.

Détermination de manière graphique T_g , valeur devant être égale à T_g estimée à 25° près ; si non on reprend les opérations du point (5)

7.2.2. Convection : [26,28]

Ce sont les tubes placés sur le trajet des fumées sortant de la zone de radiation pour le calcul des zones de convection, monrad nous donne les formules suivantes pour les faisceaux de tube lisses :

$$\text{Coefficient de convection : } h_c = 0.018 C_p \frac{(G_{\max})^{2/3} - T^{0.3}}{D^{1/3}} \quad [KCal / h.m^2.k]$$

C_p : chaleur massique des fumées à la section minimale de passage $[kcal.h^{-1}.m^{-2}]$

T : température moyenne des fumées ; D : diamètre extérieure des tubes

$$\text{Coefficient de radiation de gaz : } h_{rg} = (2,2.10^{-2}.t)^{-2} \quad [kcal / h.m^2.c]$$

t : température moyenne des fumées ($^\circ C$)

$$\text{Effet de radiation des murs : } E \% = 100 \frac{h_m.A_m}{(h_c + h_{rg} + h_m).A_t}$$

A_m : surface des murs de zone de convection, m^2

$$A_t : \text{surface extérieure des tubes ; } h_m = 0,165.\epsilon.\left(\frac{T}{100}\right)^3 [kcal.h^{-1}.m^{-2}.k^{-1}]$$

L'effet des murs peut atteindre 15% du coefficient global

Coefficient global du film (coté fumées) :

$$h_0 = \frac{100 + E}{100} (h_c + h_{rg})$$

7.3. Perte de charge : [19,20,28]

Les pertes de charge dues aux frottements sont donnés par :

$$dp = -\frac{f \cdot \rho \cdot U^2}{D} dL = -\frac{16f \cdot V \cdot M^2}{\pi^2 \cdot D^5} dL = -\frac{f \cdot V \cdot G^2}{D} dL \quad (1)$$

dp : perte de charge dans élément de longueur dL ;

V : volume massique ;

U : vitesse du fluide ; $\frac{4M}{\pi \cdot \rho \cdot D^2} = \frac{G}{\rho} = G \cdot V$;

M : débit massique de fluide ;

G : vitesse massique ;

D : diamètre intérieur des tubes.

F : coefficient de frottements ; fonction de $Re = 4 \cdot \tau / \rho U^2$

$$Re = \frac{D \cdot U \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D \cdot \mu} = \frac{D \cdot G}{\mu}$$

μ : Viscosité dynamique.

$$\text{- Pression dynamique : } P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 = \frac{8M^2 \cdot V}{\pi \cdot D^4} = \frac{1}{2} G^2 \cdot V$$

A- Cas d'un liquide réchauffé sans changement d'état : [20,27]

$$P_e - P_s = \frac{G^2}{D} \cdot f \cdot V \cdot L$$

P_e, P_s : Pression, respectivement, d'entrée et de sortie.

L : longueur équivalente du faisceau.

B- cas d'un gaz :

$$P dp = -\frac{G^2}{D} f \cdot p \cdot V \cdot dL$$

Supposons que la quantité de chaleur transmise par mètre de longueur des tubes est constante, de même que pour la chaleur massique du gaz.

La température T est alors fonction linéaire de L , et comme PV ne dépend que de T alors :

$$P_e^2 - P_s^2 = \frac{G}{D} (P V_e + P V_s) \cdot f \cdot L.$$

On peut alors calculer $(PV)_e$ et donc les pertes:

C. cas d'un liquide avec changement d'état (vaporisation) : [27]

Le pourcentage vaporisé en un point du faisceau dépend de la pression et de la température du fluide en ce point. Dès que la vaporisation se produit, le volume massique et par conséquent les pertes de charge augmentent considérablement. Il en résulte que la vaporisation ne se produit que dans les derniers mètres du faisceau, où la pression chute très vite. Pour déterminer les pertes de charge dans ce cas, on procède par approximation successive, par la méthode de LUDWING ou encore par intégration graphique.

D. Cas où la pression dynamique n'est pas négligée : [26,27]

A' entrée : $P_t = P_{\text{statique}} + P_{\text{dynamique}}$

$$P_t = P + \frac{1}{2} G^2 \cdot V.$$

A' la sortie : $P_t = P + dP + \frac{1}{2} G^2 \cdot (V + dV) + G^2 \cdot V \cdot F \cdot dL$

$$dp + \frac{1}{2} G^2 \cdot dv + \frac{G^2 \cdot V}{D} F \cdot dL = 0.$$

$$dp + \frac{1}{2} G^2 \cdot dv + \frac{1}{4} \frac{G^3 \cdot V}{q} F \cdot dH = 0. \quad \text{-----} \quad (1)$$

$$dP^* = dP + \frac{1}{2} G^2 \cdot dV \quad \text{avec} \quad P^* = P_{\text{stat}} + P_{\text{dyna}} \quad P^* = P + \frac{1}{2} G^2 \quad \text{--} \quad (2)$$

$$(1) \Rightarrow dP^* + \frac{1}{4} \cdot \frac{G^2 \cdot V}{q} \cdot F \cdot dH = 0 \Rightarrow \frac{dP^*}{dH} = -\frac{1}{4} \cdot \frac{G^2 \cdot V}{q} F.$$

Sur le diagramme $P=F(H)$ à volume constant, sur une courbe $V = C^{\text{te}}$, $P^* - P$ est elle-même constant d'après (2). On peut donc en déduire les courbes V^* et procéder à l'intégration graphique.

On peut également faire intervenir les pertes de charge locale dues aux boîtes de retour. $dP = nP_d$.

La vitesse et la pression dynamique à l'intérieur de la boîte étant inconnues,

(Intégration par approximations successives) on peut procéder à la détermination de la façon suivante :

Soit P_A^* et V_A^* les valeurs de P^* et V^* à la sortie de la boîte. au point B, en amont de la boîte, on aura :

$$P_B^* = P_A^* + n \cdot P_d = P_A^* + \frac{1}{2} \cdot n \cdot h^2 \cdot V_B^*$$

C'est une droite sur le graphe $P^* = f(V^*)$.

Si on trace sur ce graphe la courbe $H = C^{\text{te}}$ correspondant à l'enthalpie du fluide passant dans la boîte, elle coupe la droite au point (P_B^*, V_B^*) .

La courbe $P=F(H)$ le long du faisceau subit une translation vers le haut égale à nP_d en chaque point correspondant à l'extrémité d'un tube.

Pour les valeurs peu élevées de P_{dyna} , on obtient une approximation suffisante, en ajoutant à la P_{stat} , la moitié de la P_{dyna} à la sortie, au point où commence la vaporisation.

Pour des pertes de charge déterminées très grande, on peut soit recalculer le four et les pertes avec des diamètres de tubes plus grande soit modifier la disposition des derniers tubes (où commence la vaporisation) en les plaçant en parallèle.

E. Pertes de charge dans les circuits de fumées : [28]

Zone de convection :
$$\Delta P = F \cdot \left(\frac{D_v}{S_T} \right)^{0,4} \cdot \frac{L}{D_v} \cdot P_d.$$

P_d : pression dynamique pour un débit massique maximum.

L : hauteur du faisceau ; D_v : diamètre hydraulique.

S_T : espace entre les tubes sur un même plan horizontal.

B. dans la cheminée :

S'expriment en fonction de la pression dynamique des fumées : $P_{df} = \varpi \cdot \frac{V^2}{2g}.$