Influence du rayonnement des gaz dans les calculs d'échangeurs de chaleur

Gas radiation effects on heat exchanger design

M. VIGNERON

PAR

ET

M. STOLZ

CHEF DE LA DIVISION « CHAUDIÈRES »

CHEF DE LA DIVISION « TECHNIQUES NOUVELLES »

SERVICE DE LA PRODUCTION THERMIQUE D'ÉLECTRICITÉ DE FRANCE

L'objet de ce mémoire est de montrer dans quelles circonstances il peut être utile de s'intéresser au rayonnement des gaz et comment on peut en tenir compte lors du calcul de l'échange de chaleur. Les auteurs exposent succinctement quelques principes généraux sur le rayonnement des corps solides et gazeux. Le cas plus complexe des gaz ne permet pas d'admettre un pouvoir absorbant constant quelle que soit la longueur d'onde du rayonnement, mais il a malgré tout été possible d'établir quelques lois liant la variation de l'absorption à l'épaisseur de la couche de gaz, compte tenu de la pression et de la longueur d'onde. On arrive à définir le facteur total d'émission d'une couche de gaz (CO_2 ou H_2O) ou l'énergie totale rayonnée par des fumées de fuel oil. Des abaques ont été établis. A partir de ces lois, les auteurs présentent quelques applications pratiques qui montrent l'importance de l'influence du rayonnement : rayonnement des flammes dans les chambres de combustion, rayonnement propre des gaz dans les échangeurs situés à l'aval, comparaison avec l'énergie transmise par convection et calcul de l'épaisseur de couche.

This paper is intended to show in what circumstances it may be useful to concern one self with the radiation from gases and how this can be taken into account in heat transfer calculations. The authors give a succinct account of a few of the general principles of radiations from solid bodies and gases. Gases, which are the more complicated of the two, cannot be said to have constant absorbant power whatever the wavelength of the radiation may be. But in spite of this we can derive laws connecting variation in absorption with the thickness of the layer of gas taking into consideration the pressure and the wave length. Thus we can define the total emission factor of a layer of gas (CO_2 or H_2O) or the total radiated energy of diesel oil fumes. Charts have been drawn based on these assumptions. The authors use these laws to give practical applications showing the importance of variation influence. Such applications are radiation from flames in combustion chambers, the radiation of gases in heat exchangers below such combustion chambers, a comparison with energy transmitted by convection and calculating the thickness of the layer.

I. — INTRODUCTION

On sait que les trois modes possibles de transmission de la chaleur sont :

la conductibilité,

la convection

et le rayonnement.

Dans les cas usuels des calculs d'échange de

chaleur, l'un de ces trois modes est en général prépondérant, et retient tout d'abord l'attention. Cependant, il est très rare que l'on puisse résoudre complètement un problème de transmission de chaleur sans tenir compte des divers modes capables d'intervenir.

Par exemple on ne peut guère étudier la dis-

tribution des températures et des flux de chaleur dans un élément d'ailette. problème de conductibilité, si l'on ne connaît pas, par ailleurs, les conditions d'échange à la surface limitant cette ailette, conditions habituellement liées à la convection forcée d'un fluide circulant le long de cette surface. De même, lors du calcul d'un échangeur à deux fluides, il peut être utile de tenir compte de la conductibilité de la paroi qui les sépare, bien que la conception et la construction de l'appareil soient avant tout déterminées par les coefficients de convection que l'on pense y obtenir.

Lorsqu'il s'agit d'un échangeur où l'un des

fluides est un gaz, il peut être nécessaire de tenir compte de la chaleur rayonnée par ce gaz vers la paroi et l'autre fluide, bien que ce soit surtout par convection que s'effectue l'échange de chaleur. Il en sera ainsi chaque fois que la quantité de chaleur transmise par rayonnement représentera une fraction appréciable de la chaleur échangée par convection.

L'objet de notre exposé est de montrer dans quelles circonstances il peut être utile de s'intéresser ainsi au rayonnement des gaz, et de dire, très simplement, comment on peut en tenir compte lors du calcul de l'échange de chaleur.

II. — NOTIONS GÉNÉRALES SUR LE RAYONNEMENT

L'étude des rayonnements énergétiques est très complexe, et il ne saurait être question de l'aborder ici en détail. Aussi, simplifions-nous à l'extrême, au détriment de la rigueur, et nous bornerons-nous à rappeler quelques principes généraux.

Nous admettons les lois simples suivantes :

— Tout corps rayonne de l'énergie dont la qualité, caractérisée par la longueur d'onde du rayonnement, et la quantité dépendent seulement de la nature de ce corps et de sa température. Si donc un corps A rayonne vers un corps B une énergie E_A et que le corps B rayonne vers A une énergie E_B , la quantité d'énergie « reçue » par A sera $E_A - E_B$, énergie effectivement reçue si E_B est supérieure à E_A ou, au contraire, fournie à B si E_A est plus grand que E_B .

— On appelle radiance énergétique, ou pouvoir émissif total d'un corps, la quantité R d'énergie que ce corps rayonne, par unité de temps et par unité de surface. La radiance s'exprime, par exemple, en kilocalories/m².h.

— On appelle pouvoir absorbant total « a » d'un corps le rapport entre la quantité d'énergie de rayonnement que le corps absorbe et celle qu'il reçoit. Le pouvoir « réfléchissant » est évidemment $1 - a$.

— La loi de Kirchhoff exprime que le rapport R/a est le même pour tous les corps.

— Par définition, a ne peut pas être supérieur à l'unité.

Le pouvoir absorbant d'un corps réel n'est, en fait, jamais égal à l'unité. On a cependant imaginé un corps théorique pour lequel a serait égal à 1. D'après la loi de Kirchhoff, il est évident qu'un tel corps, appelé « corps noir », est celui dont le pouvoir émissif est maximum. Si l'on appelle R_0 la radiance du corps noir, on voit que pour un corps réel quelconque :

$$\frac{R}{a} = \frac{R_0}{1} = R_0$$

— Bien que le corps noir soit de définition purement théorique, il est possible de réaliser expérimentalement un corps noir presque parfait, et d'étudier les lois qui régissent son rayonnement. La loi de Kirchhoff, une fois les lois du corps noir connues, permet de prévoir le comportement des corps réels, à condition de connaître la valeur de leur pouvoir absorbant a .

— La loi de Stefan-Boltzmann est la loi fondamentale qui décrit le rayonnement du corps noir : elle peut s'énoncer ainsi :

L'énergie totale rayonnée dans l'unité de temps, dans tout l'espace, par l'unité de surface du corps noir est proportionnelle à la quatrième puissance de la température absolue.

On écrira donc :

$$R_0 = \sigma_0 T^4$$

où T représente la température absolue et σ_0 une constante, dite « constante de Stefan-Boltzmann ».

Si l'on exprime R_0 en kilocalories/m².h et T en degrés Kelvin, ou absolus, la valeur de σ_0 , qui diffère légèrement suivant les auteurs, est :

$$\sigma_0 = 4,92 \cdot 10^{-8} \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h. (}^\circ\text{K)}^4$$

Dans la pratique, pour éviter l'emploi des nombres élevés que sont les valeurs de T^4 , on écrit de préférence la loi de Stefan sous la forme :

$$R_0 = 4,92 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

III. — RAYONNEMENT DES SOLIDES

Si les solides considérés sont des corps noirs, le calcul de la chaleur échangée entre deux, ou plusieurs de ces corps, est de principe relativement simple. Les radiances de chacun des corps sont, en effet, égales à $\sigma_0 T_1^4$, $\sigma_0 T_2^4$, etc., où T_1 , T_2 sont les températures absolues des corps de surface S_1 , S_2 ... On peut ainsi calculer, dans l'hypothèse où le milieu qui sépare les corps a un pouvoir absorbant nul, la quantité de chaleur reçue par un élément de surface dS_1 du corps S_1 , en provenance du corps S_2 , la quantité de chaleur reçue par un élément dS_2 , en provenance de S_1 , etc. On intègre ensuite à la totalité des surfaces S_1 et S_2 les quantités élémentaires de chaleur échangée. Le résultat final, une fois l'intégration géométrique effectuée avec plus ou moins de facilité, peut toujours se mettre sous la forme :

$$Q = \sigma_0 S_1 \mu_1^2 (T_1^4 - T_2^4) = \sigma_0 S_2 \mu_2^1 (T_1^4 - T_2^4)$$

où le coefficient μ_1^2 (ou μ_2^1) tient compte de l'influence des positions et dimensions géométriques des corps S_1 et S_2 . Si T_1 est supérieur à T_2 , S_2 reçoit de la chaleur de S_1 et inversement.

En particulier, si l'un des corps (S_1) est complètement entouré par une enceinte (S_2), μ_1^2 est égal à 1, et la quantité de chaleur échangée est :

$$Q = \sigma_0 S_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

En réalité, aucun corps réel n'est véritablement un corps noir; par contre, beaucoup de corps industriels (rencontrés dans les foyers de chaudières par exemple) sont des corps « gris », dont le coefficient d'absorption est voisin de l'unité.

Dans ce cas on appellera $\sigma_1 T_1^4$, $\sigma_2 T_2^4$ les radiances des corps (1) et (2), définies d'après la loi de Kirchhoff par :

$$\frac{\sigma_1}{\alpha^1} = \frac{\sigma_2}{\alpha^2} = \sigma_0$$

Le calcul sera conduit de la même manière

que dans le cas de corps noirs, en tenant compte simplement du fait qu'une partie du rayonnement est chaque fois réfléchi.

Si l'on considère, par exemple, une enceinte grise S_2 contenant un corps gris S_1 , la quantité de chaleur échangée pourra être mise finalement sous la forme :

$$Q = \frac{S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{(1/\sigma_1) + [(1/\sigma_2) - (1/\sigma_0)] k (S_1/S_2)}$$

où k est un facteur compris entre 1 et S_2/S_1 , qui dépend de la forme géométrique des corps S_1 et S_2 .

Si l'on néglige la chaleur réfléchi, ce qui est justifié lorsque σ_1 et σ_2 sont assez voisins de σ_0 , l'expression prend la forme :

$$Q = \frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0} \mu_1^2 S_1 (T_1^4 - T_2^4) = \frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0} \mu_2^1 S_2 (T_1^4 - T_2^4)$$

où μ_1^2 est le coefficient géométrique défini pour les corps noirs. Si, de plus, T_2 est nettement inférieur à T_1 , le terme $T_1^4 - T_2^4$ est peu différent de T_1^4 .

Pour les corps gris industriels, on peut admettre sans trop d'erreur que leurs facteurs d'émission, σ_1/σ_0 , σ_2/σ_0 , ... sont indépendants à la fois de la température et de la longueur d'onde du rayonnement. Cette hypothèse simplifie les calculs, car la radiance d'un tel corps est, dans ce cas, toujours égale à une fraction bien déterminée de la radiance d'un corps noir de même température.

Signalons enfin que, contrairement à ce qui se passe, par hypothèse, pour un corps noir, la température (T_1 , T_2) d'un corps réel gris peut ne pas être la même sur toute sa surface. Dans ce cas, il suffit, en principe, de diviser les corps qui rayonnent en zones élémentaires où l'on puisse admettre la constance de la température, puis de calculer les échanges de chaleur entre tous les groupements possibles de ces zones.

IV. — RAYONNEMENT DES GAZ

Les gaz diffèrent beaucoup du corps noir, et des corps gris industriels, du fait qu'il n'est plus du tout possible d'admettre que leur pouvoir absorbant est constant quelle que soit la longueur d'onde du rayonnement.

Pour beaucoup de gaz, toutefois, cette compli-

cation apparente conduit à une simplification, en ce sens que leur pouvoir absorbant est nul, ou quasi nul, et qu'on peut, dans tous les cas, le négliger.

C'est le cas de l'azote, de l'hydrogène, de l'oxygène et de l'air, qui ne présentent pratiquement

aucune absorption dans le domaine des longueurs d'ondes « thermiques » et peuvent être considérés comme parfaitement transparents, incapables de céder ou d'acquiescer de la chaleur par rayonnement.

Parmi les gaz habituellement rencontrés dans les installations industrielles, ce sont surtout l'anhydride carbonique et la vapeur d'eau qu'il faut considérer. D'autres gaz tels que l'oxyde de carbone, les hydrocarbures, l'anhydride sulfureux ont des pouvoirs absorbants non négligeables, mais sont en si petite quantité dans les produits de combustion des chaudières à charbon ou à fuel-oil, auxquels nous nous intéressons, qu'il est tout à fait légitime de les négliger.

Pour le CO_2 , ou la vapeur d'eau, on montre que le pouvoir absorbant est nul pour la plupart des valeurs des longueurs d'onde, mais devient notable pour quelques valeurs bien définies de ces longueurs d'ondes (absorption en bandes).

Le gaz carbonique présente trois bandes d'absorption au voisinage des longueurs d'onde 2,75 — 4,30 et 15 microns. Son pouvoir absorbant atteint 1 pour les pointes des bandes à 4,30 et 15 microns. La vapeur d'eau a un spectre d'absorption très compliqué, mais que l'on peut simplifier en un spectre à 5 bandes.

Pour chacune de ces bandes on peut calculer, à chaque température, quelle est l'absorption totale du gaz et la rapporter à l'absorption du corps noir. On exprimera ainsi l'absorption et par conséquent le pouvoir émissif, d'après la loi de Kirchhoff, en les rapportant aux caractéristiques du corps noir. Si la température change, cependant, les pouvoirs absorbants des bandes d'absorption des gaz restent pratiquement les mêmes, et pour les mêmes longueurs d'ondes. Au contraire, l'absorption du corps noir varie en fonction de la longueur d'onde, et son spectre d'absorption varie en fonction de la température (loi de Planck).

On conçoit donc bien que, pour chaque température, on obtiendra un facteur d'émission du gaz, par rapport au corps noir, qui variera, du fait que la position relative du spectre d'absorption gazeuse et du spectre du corps noir varie en fonction de la température.

D'autre part, le gaz ayant un pouvoir absorbant relativement faible, on peut prévoir que l'absorption dans une masse gazeuse donnée dépendra notablement des dimensions de cette masse gazeuse.

Finalement, on admet généralement les lois suivantes :

— L'absorption ne dépend que du produit de la pression partielle du gaz par l'épaisseur de la couche de gaz, et non pas des variations séparées de cette pression et de cette épaisseur. Plusieurs expérimentateurs ont discerné que cette loi, qui est bien vérifiée pour le gaz carbonique,

ne l'était pas pour la vapeur d'eau. Cependant, les conclusions auxquelles ils arrivent diffèrent quantitativement, bien que tous admettent que, pour la vapeur d'eau, l'absorption dépende aussi de la pression partielle considérée seule. Nous admettrons, pour simplifier, la validité, pour les deux gaz, de la loi énoncée.

— Au voisinage d'une longueur d'onde donnée, l'absorption varie exponentiellement en fonction de l'épaisseur traversée.

En utilisant ces deux lois et en faisant certaines hypothèses simplificatrices sur la forme des bandes d'absorption du gaz et sur la forme du spectre d'émission du corps noir, on arrive finalement à définir :

— Le facteur total d'émission d'une couche d'épaisseur infinie de CO_2 ou de H_2O pur. On exprime ainsi la radiance de la couche de gaz sous forme d'une fraction de la radiance du corps noir considéré à la même température.

La table de la figure 1 donne le résultat d'un tel calcul, en même temps que la radiance $\epsilon_0 T^4$ du corps noir.

Facteurs d'émission totaux du gaz carbonique et de la vapeur d'eau en couches d'épaisseur infinie.

Température °C	Radiance totale du corps noir kcal/m ² .h	Facteur d'émission du gaz carbonique (%)	Facteur d'émission de la vapeur d'eau (%)
200	2.460	12,0	36,0
300	5.300	12,0	28,0
400	10.090	12,0	24,0
500	17.560	12,0	21,7
600	28.580	11,9	19,7
700	44.100	11,8	18,0
800	65.200	11,6	16,6
900	93.100	11,3	15,5
1.000	129.200	11,0	14,5
1.100	174.800	10,5	13,5
1.200	232.000	10,0	12,6
1.300	301.000	9,5	11,8
1.400	385.000	9,0	11,0
1.500	486.000	8,5	10,3
1.600	606.000	8,0	9,6
1.700	746.000	7,5	9,0
1.800	909.000	6,9	8,3

FIG. 1

— Le facteur total d'émission d'une couche d'épaisseur finie de CO_2 ou de H_2O . On notera que, dans ce cas, ce n'est pas l'épaisseur réelle de la couche que l'on considère, mais le produit de cette épaisseur par la pression partielle. On notera, d'autre part, que l'absorption (et l'émis-

sion) ne sont pas exactement des fonctions exponentielles de l'épaisseur ainsi définie, bien que l'on ait admis une loi exponentielle d'absorption à une longueur d'onde donnée. Ceci provient de l'adoption des hypothèses dont nous avons parlé

FIG. 2

Rayonnement des couches de CO_2 en pour cent du rayonnement du corps noir, en fonction de la température en $^{\circ}\text{C}$ et de l'épaisseur efficace de couche en m. atm.

FIG. 3

Rayonnement des couches de vapeur d'eau en pour cent du rayonnement du corps noir, en fonction de la température en $^{\circ}\text{C}$ et de l'épaisseur efficace de couche en m. atm.

précédemment à propos de la forme des bandes du gaz et du spectre du corps noir. Les abaques des figures 2 et 3 ont été établis ainsi pour le CO_2 et la vapeur d'eau.

— Pour obtenir des abaques d'emploi pratique, et suffisamment approchés dans la plupart des cas usuels, on peut, puisqu'il s'agit en définitive d'examiner l'influence du rayonnement des gaz dans les parcours de fumées dans les échangeurs de chaleur, calculer une pression partielle du gaz qui corresponde à des conditions habituelles de combustion, et ne conserver comme paramètre que l'épaisseur *réelle* de couche rayonnante. On peut, en outre, au lieu d'exprimer les facteurs d'émission, calculer directement la radiance de la couche gazeuse. C'est ainsi qu'ont été établis les graphiques n° 4 et 5.

Lorsque le CO_2 et la vapeur d'eau sont présents simultanément dans les gaz de combustion, ce qui est, en pratique, toujours le cas, on ajoutera purement et simplement les quantités de chaleur rayonnées par chacun des gaz. Certains auteurs pensent que l'émission, au total, est dans ce cas supérieure à la somme des deux émissions, et certains autres auteurs pensent, au contraire, qu'elle est plus faible. Dans tous les cas cependant, l'on s'accorde à penser que l'émission est, au total, peu différente de la somme des deux émissions, ce qui justifie notre simplification.

— Pour calculer la quantité de chaleur échangée par rayonnement entre une couche gazeuse et les parois solides qui l'entourent, il faudrait, en principe, faire intervenir le pouvoir absorbant de cette paroi. En pratique, il est suffisant d'utiliser pour cette valeur le facteur d'émission du gaz lui-même, considéré à la température de la paroi, du fait que la paroi ne reçoit que des rayons dont la longueur d'onde correspond aux bandes d'absorption du gaz.

— De la sorte, pour des gaz entourant une surface, on écrira très simplement la quantité de chaleur échangée par rayonnement, rapportée à l'unité de surface de paroi, sous la forme :

$$Q = \sigma_g T_g^4 - \sigma_p T_p^4$$

où T_g et T_p sont les températures du gaz et de la paroi, et σ_g et σ_p les radiances du gaz à sa propre température et à celle de la paroi.

Si l'on appelle ε le facteur d'émission défini par $\varepsilon = (\sigma/\sigma_0)$, où σ et σ_0 sont la constante du gaz et celle du corps noir, on pourra écrire encore :

$$Q = \sigma_0 (\varepsilon_g T_g^4 - \varepsilon_p T_p^4)$$

c'est-à-dire :

$$Q = 4,92 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \varepsilon_p \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \text{kcal/h. m}^2.$$

— Si l'on veut comparer l'ordre de grandeur des énergies rayonnées et des énergies transmises par convection par exemple, on pourra définir un « coefficient de rayonnement », α_r , par la formule :

$$\alpha_r = \frac{\sigma_0 (\varepsilon_g T_g^4 - \varepsilon_p T_p^4)}{T_g - T_p}$$

Ce coefficient α_r doit être ajouté au coefficient externe de convection, le gaz étant supposé entourer les surfaces d'échange, lors du calcul du coefficient global de transmission. Au

contraire, si le gaz rayonnant circule à l'intérieur des tubes du faisceau d'échange, c'est au coefficient interne que α_r doit être ajouté.

— Si enfin, ainsi qu'il se produit souvent, la température du gaz et celle de la paroi varient continuellement dans un faisceau d'échange, il sera nécessaire, soit de diviser l'échangeur en zones élémentaires où les températures soient quasi constantes, d'y calculer les quantités de chaleur rayonnées et de les sommer finalement, soit, pour simplifier, d'admettre une valeur moyenne de la température des gaz et de la température des parois.

V. — APPLICATIONS PRATIQUES

1. — Chambres de combustion

Dans les chambres de combustion qui brûlent du charbon pulvérisé ou du fuel-oil, le CO_2 et la vapeur d'eau présents rayonnent, mais la *quantité d'énergie rayonnée par les gaz eux-mêmes est négligeable par rapport à celle rayonnée par les corpuscules de la flamme* : grains de charbon ou gouttes très petites de fuel-oil en combustion.

Le facteur d'émission des gaz contenus dans la chambre de combustion est de quelques pour cent, alors que la radiance des « flammes » peut atteindre les 9/10 de celle du corps noir.

C'est pour cette raison que *le pouvoir rayonnant des flammes de fuel-oil est, généralement, supérieur à celui des flammes de charbon*, à température égale, du fait que les *points matériels rayonnants y sont plus nombreux*, présentant donc une surface rayonnante considérable.

2. — Rayonnement propre des gaz

Par contre, *dans les échangeurs situés en aval de la chambre de combustion*, les particules de charbon et de cendres, ou les gouttelettes de fuel-oil, se sont à proprement parler volatilisées ou bien, s'il s'agit des cendres, déposées au cendrier. De sorte que ce sont bien les gaz eux-mêmes, CO_2 et vapeur d'eau, qui restent capables de rayonner.

A titre d'exemple, nous pouvons calculer quelle sera, du fait de la plus grande proportion d'hydrogène que contient le combustible, l'excès de la quantité de chaleur rayonnée par des fumées de fuel-oil sur celle rayonnée par des fumées de charbon.

On considère un fuel-oil de P.C.I. 9.700

kcal/kg, ne contenant pas d'eau et d'une teneur en hydrogène de 11,5 %.

La masse d'eau formée par combinaison de l'hydrogène du combustible avec l'oxygène de l'air comburant est de 1,035 kg par kilogramme de combustible, et le volume de vapeur d'eau correspondant (à 0° C, 760 mm Hg) est de $(1,035/0,804) = 1,287 \text{ m}^3 \text{ N}$.

Si on brûle ce combustible avec un excès d'air de 20 %, les fumées réelles occupent, par kg de fuel-oil brûlé, un volume de 13,25 $\text{m}^3 \text{ N}$, de sorte que, dans les fumées, la pression partielle de la vapeur d'eau est de $(1,287/13,25) = 0,0973$. Simultanément, on peut calculer que la teneur des fumées humides en gaz carbonique est de 11,4 %.

Si on considère maintenant un charbon « moyen », contenant 8 % d'eau, 16 % de stériles, 65 % de carbone, 4,5 % d'hydrogène et 6 % d'oxygène, de P.C.I. 6280, et qu'on le brûle avec un excès d'air tel que la teneur en CO_2 des fumées totales soit également de 11,4 %, on calcule que la pression partielle de la vapeur d'eau sera seulement de 0,0568.

Pour une même épaisseur de couche de gaz, le rayonnement des fumées de fuel-oil sera supérieur à celui des fumées de charbon.

Si, pour fixer les idées, on s'intéresse à la radiance des fumées en ce point de parcours où elles sont à 600 °C et si l'on suppose que la couche réelle de gaz a 100 mm d'épaisseur, le produit de la pression partielle par l'épaisseur sera :

— Pour le CO_2 , quel que soit le combustible : 0,0114 et sa radiance à 600° C sera 0,079 fois celle du corps noir.

— Pour la vapeur d'eau dans les fumées du fuel-oil, le produit de la pression partielle par l'épaisseur de couche sera 0,00973 et la radiance 0,038 fois celle du corps noir.

Dans les fumées de charbon, les valeurs correspondantes seront 0,00568 et 0,022.

De sorte que le rayonnement du gaz sera, au total, pour les fumées de fuel-oil :

$$7,9 + 3,8 = 11,7 \%$$

du rayonnement du corps noir.

Pour les fumées de charbon :

$$7,9 + 2,2 = 10,1 \%$$

du rayonnement du corps noir.

L'écart entre les deux radiances est donc, dans ce cas, de l'ordre de 15 %.

3. — Comparaison avec l'énergie transmise par convection

Comme nous l'avons déjà indiqué dans l'introduction, le calcul de l'énergie transmise par le rayonnement des gaz n'a d'intérêt que si la quantité de chaleur transmise par rayonnement représente une fraction appréciable de la chaleur transmise par convection.

Pour montrer que ce peut être le cas, considérons un échangeur à tubes d'eau, parcouru par des fumées de fuel-oil. Admettons que l'épaisseur de couche soit de 100 mm et supposons comme précédemment que la pression partielle du CO_2 dans les fumées soit 0,114 et celle de la vapeur d'eau de 0,0973. Supposons, de plus, que la température de paroi soit de 240 °C.

On calculera la quantité de chaleur reçue par unité de surface de paroi par la formule indiquée précédemment :

$$Q = 4,92 \left[\varepsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \varepsilon_p \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \text{kcal/h. m}^2.$$

Les valeurs des facteurs d'émission ε_g et ε_p seront obtenues en faisant la somme des facteurs propres au CO_2 et à la vapeur d'eau.

En supposant que les fumées aient une température T_g de 400 °C, 600 °C, 800 °C et 1.000 °C successivement, on lit sur les abaques n°s 2 et 3 les valeurs suivantes :

Température	240 °C	400 °C	600 °C	800 °C	1000 °C
ε gaz carbonique..	0,085	0,087	0,079	0,070	0,059
ε vapeur d'eau.....	0,040	0,045	0,038	0,036	0,030
ε au total.....	0,125	0,132	0,117	0,106	0,089

En reportant les valeurs de ε , T_g et T_p dans la formule et en effectuant, on obtient les quantités de chaleur, par unité de surface, suivantes :

$$T_g = 400 \text{ °C} \quad Q = 910 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$T_g = 600 \text{ °C} \quad Q = 2.920 \quad \text{—}$$

$$T_g = 800 \text{ °C} \quad Q = 6.490 \quad \text{—}$$

$$T_g = 1.000 \text{ °C} \quad Q = 11.070 \quad \text{—}$$

(On aurait pu obtenir directement ces résultats en utilisant les abaques n°s 4 et 5 établis pour des fumées ayant justement la composition envisagée.)

Si l'on veut comparer ces quantités de chaleur à celles échangées par convection, on calcule le « coefficient de rayonnement α_r » :

$$\alpha_r = \frac{Q}{T_g - T_p}$$

Les valeurs obtenues sont :

$$T_g = 400 \text{ °C}, \alpha_r = 6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h °C}$$

$$T_g = 600 \text{ °C}, \alpha_r = 8 \quad \text{—}$$

$$T_g = 800 \text{ °C}, \alpha_r = 11 \quad \text{—}$$

$$T_g = 1.000 \text{ °C}, \alpha_r = 15 \quad \text{—}$$

L'on sait, par ailleurs, que le coefficient de convection externe dans des échangeurs de ce genre, est d'un ordre de grandeur compris entre 25 et 50 kcal/m².h °C.

Le coefficient de rayonnement n'est donc pas du tout négligeable, dans ce cas, vis-à-vis de l'échange par convection, même si la température des gaz est relativement basse. A 400 °C, le rayonnement contribue déjà pour 15 à 25 % à l'échange de chaleur.

La chaleur échangée par rayonnement ne dépend guère que de l'épaisseur de couche et de la pression partielle du gaz, tant que celui-ci entoure complètement les parois absorbantes. Aussi, des faisceaux tubulaires disposés différemment recevront-ils la même quantité de chaleur de rayonnement si l'épaisseur de couche est la même, ainsi que la nature des gaz, tandis que le coefficient de convection peut être notablement modifié, dans les mêmes conditions, par le changement de disposition des bancs de tubes.

Le présent abaque est établi pour les fumées d'un
fuel-oil lourd n° 2, de composition moyenne :

P.C.S. : 10.350 kcal/kg; P.C.I. : 9.700 kcal/kg
brûlé avec un excès d'air de 1,2.

Volume d'air de combustion.....	12,58 Nm³/kg
Volume des fumées sèches.....	11,95 Nm³/kg
Volume des fumées humides (réelles)...	13,25 Nm³/kg
CO ₂ apparent (ORSAT)	12,6 %
CO ₂ réel (sur fumées humides).....	11,4 %
Teneur en humidité des fumées.....	9,73 %

FIG. 4.

Rayonnement des fumées de fuel-oil à la pression atmosphérique.
Faibles épaisseurs de couche.

Le présent abaque est établi pour les fumées d'un
fuel-oil lourd n° 2, de composition moyenne :

P.C.S. : 10.350 kcal/kg; P.C.I. : 9.700 kcal/kg
brûlé avec un excès d'air de 1,2.

Volume d'air de combustion.....	12,58 Nm³/kg
Volume des fumées sèches.....	11,95 Nm³/kg
Volume des fumées humides (réelles)...	13,25 Nm³/kg
CO ₂ apparent (ORSAT)	12,6 %
CO ₂ réel (sur fumées humides).....	11,4 %
Teneur en humidité des fumées.....	9,73 %

FIG. 5

Rayonnement des fumées de fuel-oil à la pression atmosphérique.
Fortes épaisseurs de couche.

4. — Calcul de l'épaisseur de couche

Le calcul exact de l'épaisseur de couche à introduire dans le calcul du facteur d'émission dans chaque disposition géométrique particulière est relativement compliqué.

Certains auteurs ont cependant publié des tables qui indiquent quelle est la relation entre une dimension caractéristique du système et l'épaisseur utile de couche.

Lorsqu'il s'agit par exemple de faisceaux de tubes parallèles régulièrement espacés, baignés par un gaz qui rayonne, les épaisseurs utiles de couches, dans quelques cas de géométrie simple, sont les suivantes (on appelle p la distance qui sépare les parois de deux tubes voisins, p est donc égale à la distance entre axes diminués du diamètre d des tubes) :

	Dimension caractéristique	Epaisseur de couche
Faisceau de tubes en réseau triangulaire équilatéral, où $p = d$	p	$2,8 p$
Faisceau de tubes en réseau triangulaire équilatéral, où $p = 2 d$	p	$3,8 p$
De même, mais $p = 3 d$	p	$4,3 p$
Faisceau de tubes en réseau carré, où $p = d$	p	$3,5 p$

DISCUSSION

Président : M. GIBRAT

M. le Président remercie M. STOLZ et souligne l'intérêt du mémoire de MM. VIGNERON et STOLZ : l'étude du rayonnement à très haute température montre que, dans le phénomène d'échange de chaleur, interviennent des facteurs différents de ceux qui, comme la convection, s'apparentent à la mécanique des fluides.

M. OLIVIER estime que la transmission de chaleur aux gaz par rayonnement est une question qui exige encore une importante mise au point; ses difficultés sont de deux ordres :

D'une part, à la traversée d'une couche mince, il n'y a pas seulement affaiblissement de la brillance énergétique : il y a renforcement par la réémission de tous les éléments du gaz; on trouve donc des équations intégrodifférentielles.

D'autre part, et c'est beaucoup plus grave, la loi d'affaiblissement varie selon la longueur d'onde, d'une façon extrêmement fine pour la vapeur d'eau (Mijotte, Bruxelles, mesures faites à la Jungfrau).

De ce fait, il est très dangereux de prendre une loi moyenne d'affaiblissement — qui serait exponentielle — sur une bande de longueur d'onde d'étendue appréciable. On ne peut espérer — au bout de calculs considérables — qu'une approximation incertaine.

M. LE FOLL fait remarquer que le rayonnement des gaz est un facteur favorable du point de vue thermodynamique, surtout pour des températures de l'ordre de 1 000° absolus et des pressions nettement différentes de la pression atmosphérique, qui seront celles des futurs réacteurs nucléaires.

Dans ces conditions de température et de pression, la loi de proportionnalité à l'épaisseur fictive de couche, valable pour les chaudières classiques, ne s'applique

peut-être plus. MM. STOLZ et LE FOLL sont cependant d'accord pour constater l'intérêt de calculs d'ordre de grandeur concernant l'influence du rayonnement du gaz carbonique sur les échanges de chaleur dans les futurs réacteurs.

M. FORTIER confirme qu'il ne faut pas négliger les quantités de chaleur échangées par rayonnement des gaz : dans un échangeur constitué par un tuyau central chauffé à 400° absolus par des gaz de combustion et entouré d'un conduit circulaire concentrique et calorifugé (suivant schéma ci-dessous), il a constaté que la courbe de

température présentait un minimum au centre et que la paroi extérieure était beaucoup plus chaude — de 50° C environ — que le gaz intérieur; cela semble dû à ce que la paroi extérieure absorbe une quantité de chaleur non négligeable provenant du rayonnement de la paroi intérieure et il faut tenir compte de cette différence de température entre les deux parois dans le calcul des quantités de chaleur entraînées par les gaz.