République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Abderahmane Mira-Bejaia
Faculté de la Technologie
Département de Génie des Procédés

Travaux Pratiques de Transfert de Chaleur

Conduction

Convection - Rayonnement

Proposés par :
Mr Abdelhafid DIB

Année Universitaire 2016-2017

Chapitre 1

Conduction Thermique

But du travail

Détermination expérimentale de la conductivité thermique d'un métal en régime stationnaire

Partie théorique

La conduction est un phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule d'une région à haute température vers une autre à basse température au travers d'un solide, ou d'un fluide (liquide ou gaz) dont le mouvement est supprimé. Elle résulte de l'agitation moléculaire (pour les liquides et les gaz) et des vibration des réseaux cristallins (atomes et molécules) dans les solides.

Le paramètre déterminant de ce mode de transfert est la résistance thermique R (°C.W^{-1}) du milieu dont la formule diffère suivant la géométrie du système étudié. La résistance thermique découle directement d'une grandeur physique appelée *conductivité thermique du matériau* (W.°C.m^{-1}). Connaissant, le transfert de chaleur, la géométrie du système, et les température de la surface du matériau, on peut calculer la résistance thermique et donc la conductivité thermique.

La transmission de la chaleur par conduction est régie par la loi de Fourier (1822). En géométrie monodimensionnelle (transfert unidirectionnelle), la quantité de chaleur transmise par unité de temps (puissance thermique) à travers une surface S orientée par sa normale $\vec{n}$ est donnée par :

$$\mathrm{q} = -\frac{\phi}{\mathrm{S}} = \lambda \frac{\mathrm{dT}}{\mathrm{dn}} \tag{1.1}$$

- ϕ est la vitesse de transfert de chaleur (puissance thermique) / W
- q représente la densité de flux thermique / W.m^{-2}
- n est la direction du gradient de température et le sens de l'écoulement de la chaleur
- λ coefficient de conduction thermique, caractéristique du matériaux, parfois fonction de la température / W.m^{-1}C^{-1}
- S surface d'échange / m^2
- T température / K ou C seule compte la différence
- T température / K ou C seule compte la différence
- $\frac{\mathrm{dT}}{\mathrm{dn}}$ est le gradient de température / K.m^{-1} ou C.m^{-1}

Partie expérimentale

Principe

Considérons l'écoulement de chaleur unidirectionnel en régime stationnaire à l'intérieur d'un cylindre de de section S, de longueur L et de conductivité thermique λ. Les deux faces du cylindre sont isothermes et maintenues respectivement à la température T_1 (source chaude) et T_2 (source froide) et la surface latérale est recouverte d'un isolant parfait. La conductivité thermique λ est constante sur l'intervalle de température [T1, T2]. Dans ces conditions, Il se produit un transfert d'énergie orienté de la source chaude vers la source froide avec un gradient de température constant. L'intégration de l'équation (1.1) conduit à :

$$\lambda = \frac{\phi \mathrm{L}}{\mathrm{S}\Delta \mathrm{T}} = \frac{\phi \mathrm{L}}{\mathrm{S}(\mathrm{T}_1 - \mathrm{T}_2)} \tag{1.2}$$

Appareillage

L'appareillage est conçu pour vérifier expérimentalement la loi de Fourier relative à la conduction thermique. La chaleur est conduite à travers deux sections d'essais : une section linéaire et une autre radiale jusqu'à un dissipateur thermique (eau). L'évolution de la température dans la section d'essai est contrôlée par des thermocouples.

Premier partie : Conduction thermique linéaire

On applique sur une des faces de l'échantillon à analyser une puissance thermique uniforme ϕ. L'échantillon est un barreau cylindrique plein en cuivre, de diamètre $d =$ ...., de longueur $L =$ ......, isole du milieu extérieur par la face latérale et disposé dans une ambiance d'un dissipateur thermique. On dispose également au sein de l'échantillon, plusieurs thermocouples régulièrement espacés.

Conduite de l'expérience

1. fixer la puissance de chauffage (elle doit pas dépasser 100 W)
2. attendre l'établissement d'un régime stationnaire
3. relever les températures le long du barreau
4. faites varier la puissance de chauffage et répéter les deux dernières étapes, conformément au tableau ci-dessous

Test $n°$	puissance thermique ϕ W	T_{L1} $°C$	T_{L2} $°C$	T_{L3} $°C$	T_{L4} $°C$	T_{L5} $°C$
1	10					
2	15					
3	20					
4	30					

Calcul

1. Pour chaque puissance de chauffe
   — tracer l'évolution de la température le long de la barre. Discuter les résultats obtenus
   — évaluer la conductivité de la barre du cuivre. Comparer les valeurs expérimentales obtenues à la valeur théorique ($\lambda_{Cu} = 385$ W.m^{-1} K^{-1}).
2. en déduire la valeur moyenne de la conductivité. Interpréter l'effet de la température sur la conductivité du cuivre

Deuxième partie : Conduction thermique radiale

On applique sur la face interne de l'échantillon à analyser une puissance thermique uniforme ϕ. L'échantillon est un cylindrique creux de longueur $L =$ ......, de rayon interne $R_1 =$ .... et externe $R_2 =$ ...., disposé dans une ambiance d'un dissipateur thermique. L'échantillon dispose, également, de plusieurs thermocouples régulièrement espacés, pour une éventuelle prise de température radiale.

Conduite de l'expérience

1. fixer la puissance de chauffage (elle doit pas dépasser 100 W)
2. attendre l'établissement d'un régime stationnaire
3. relever les températures radiales dans le cylindre creux
4. faites varier la puissance de chauffage et répéter les deux dernières étapes, conformément au tableau ci-dessous

Test	puissance thermique ϕ	T_{L1}	T_{L2}	T_{L3}	T_{L4}	T_{L5}
$n°$	W	$°C$	$°C$	$°C$	$°C$	$°C$
1	10					
2	15					
3	20					
4	30					

Calcul

1. Pour chaque puissance de chauffe
   — tracer le champ de température du cylindre creux.
   — évaluer la conductivité de la barre du cuivre. Comparer les valeurs expérimentales obtenues à la valeur théorique ($\lambda_{Cu} = 385$ W.m^{-1} K^{-1})
2. en déduire la valeur moyenne de la conductivité. Interpréter l'effet de la température sur la conductivité du cuivre

N.B : Pour une symétrie cylindrique, on vous rappelle que la puissance thermique est donnée par

$$\phi = 2\pi\lambda L \frac{(T_1 - T_2)}{Ln\frac{R_2}{R_1}} \tag{1.3}$$

Chapitre 2

Etude de la transmission simultanée de chaleur par convection naturelle et rayonnement

But du travail

Détermination de l'émissivité d'une surface

Partie théorique

Tansfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement est le mode de transmission par lequel la chaleur se transmet par rayonnement électromagnétique d'un corps à haute température vers un autre à base température, lorsque ces corps sont séparés dans l'espace. C'est par ce mode de transmission que nous percevons une sensation de chaleur lorsque nous nous plaçons devant les rayons de soleil, un feu, ...etc.

Sous l'angle de la formulation, il y a une différence capitale entre le rayonnement et la conduction ou la convection. En effet, les lois de Fourier et de Newton, prévues respectivement pour la conduction et la convection, ne peuvent être appliquées que dans des milieux continus ; alors que le rayonnement s'effectue dans un milieu transparent (air ou vide) sans occupation matérielle.

Pour exprimer ce fait, on associe aux rayonnements des ondes électromagnétiques se présentant sous forme de spectre composé de radiations électromagnétiques caractérisées par leurs fréquences et leurs longueurs d'ondes. Les corps émettent, donc, de l'énergie par leur surfaces et ce d'autant que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnent, ils absorbent une partie qui se transforme en chaleur. L'émetteur ou l'absorbeur idéal est appelé corps noir. il a la propriété d'émettre, à toute température, le maximum d'énergie pouvant être rayonné et d'absorber toutes les radiations qui lui parvient. Cette puissance maximale émise est donnée par la loi de Stefan-Boltzman :

$$\phi_{max} = \sigma S T_P^4 \tag{2.1}$$

— σ : constante de Stefan-Boltzman ($5.67.10^{-8}$ W.m^{-2}K^{-4})
— T_P : température absolue de la surface émettrice

si le corps noir est entouré

A la même température, une surface réelle appelée surface grise (corps gris) rayonne toujours moins qu'une surface noire. Pour caractériser cette différence dans le comportement radiatif du corps gris par rapport au corps noir, on introduit un pouvoir émissif des corps réels et on écrit :

$$\phi_{max} = \epsilon \sigma S T_P^4 \tag{2.2}$$

— ϵ : facteur d'émission (émissivité) du corps gris ($0 < \epsilon < 1$)

Pour un grand nombre de matériaux, le facteur d'absorption est sensiblement égal à l'émissivité ϵ, d'où l'hypothèse du corps gris où $\epsilon = \alpha$ (facteur d'absorption). Dans ces conditions, le flux radiatif net échangé entre cette surface grise S et la surface noire ayant une température T_e entourant la premiere est :

$$\phi_{net} = \epsilon \sigma S (T_P^4 - T_e^4) \tag{2.3}$$

Tansfert de chaleur par convection

La convection thermique est un phénomène d'échange de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement ayant des températures différentes. Les mouvements de ce fluide ont pour effet de renouveler perpétuellement les particules au contact de la surface et par conséquent d'en accélérer les échanges de chaleur. Ce mouvement peut être forcé (pompe, ventilateur etc..) ou naturel (sous l'effet de la variation de la densité avec la température et/ou sous l'effet de la pesanteur), on parle alors de *convection forcée* ou *convection naturelle*. D'un point de vue phénoménologie, la convection thermique n'est pas un mode "propre " au même titre que la conduction, mais un phénomène couplé qui résulte de deux mécanismes :

— une conduction thermique immédiate au voisinage de la surface(déplacement microscopique) où la vitesse du fluide est presque nulle

— transport : l'énergie ainsi communiquée au fluide (dans le cas d'une surface chaude) se trouve ensuite entraînée par l'écoulement (déplacement macroscopique).

La quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide de surface S ayant une température T_p et un fluide en écoulement ayant une température T_∞ ($T_p > T_\infty$)est donnée par :

$$\phi = \frac{q}{S} = \overline{h}\,(T_p - T_\infty)\,;\ (W) \tag{2.4}$$

— ϕ est le flux échangé entre la paroi solide de surface S et le fluide (W)
— q est le flux échangé par unité de surface (densité de flux) $(W.m^{-2})$
— S est la surface d'échange (m^2)
— $\overline{h}$ est le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection $(W.m^{-2}.C^{-1})$

Paramètres significatifs en convection naturelle

1. **nombre de Prandtl**

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \tag{2.5}$$

— ν est la viscosité cinématique $(m^2.s^{-1})$
— α est la diffusivité thermique $(m^2.s^{-1})$
— μ est la viscosité dynamique $(kg.m^{-1}.s^{-1})$
— C_p est la chaleur massique $(J.kg^{-1}.C^{-1})$
— λ est la conductivité thermique du milieu $(W.m^{-1}.C^{-1})$

2. **nombre de Nusselt**

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{L_{ref}}} = \frac{\overline{\mathrm{h}}\mathrm{L_{ref}}}{\lambda_{\mathrm{f}}} \tag{2.6}$$

3. **nombre de Grashof**

$$\mathrm{Cr}_{\mathrm{L_{ref}}} = \frac{\mathrm{L_{ref}^3}\beta\rho^2\mathrm{g}\Delta\mathrm{T}}{\mu^2} \tag{2.7}$$

4. **nombre de Rayleigh**

$$\mathrm{Ra}_{\mathrm{L_{ref}}} = \mathrm{Cr}_{\mathrm{L_{ref}}}.\mathrm{Pr} = \frac{\mathrm{L_{ref}^3}\beta\mathrm{g}\Delta\mathrm{T}}{\alpha\nu} \tag{2.8}$$

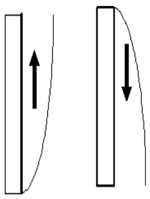
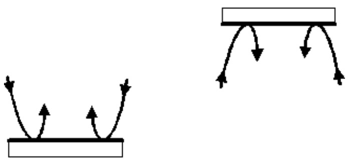
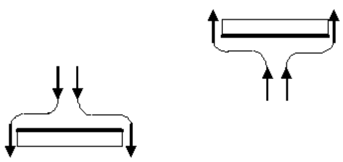
— β est le coefficient de dilatation volumique du fluide / K^{-1} ; pour un gaz parfait $\beta = \frac{1}{\mathrm{T}_\infty}$
— ρ est la masse volumique du fluide / $\mathrm{kg.m^{-3}}$
— g accélération de la pesanteur / $\mathrm{m.s^{-2}}$
— $\mathrm{T_P}$ est la température de la plaque (surface) sur laquelle le fluide s'écoule
— T_∞ est la température du fluide
— $\Delta\mathrm{T} = \mathrm{T_P} - \mathrm{T}_\infty$ est l'écart de température paroi-fluide / °K ou °C seule compte la différence

Revue de Corréllations

Souvent, c'est au travers de corrélations empiriques entre nombres adimensionnels que *le coefficient de transfert de chaleur moyen* $\overline{h}$ est accessible, étant donné que la complexité des situations réelles en général n'autorise pas de solutions théoriques. Dans ce qui suit, la présentation de corrélations sera limitée à des configurations de systèmes ayant eu ou pouvant éventuellement avoir de l'intérêt dans la pratique industrielle. Il ne faut pas oublier que ces corrélations n'ont souvent qu'un domaine limité de validité pas toujours explicite et qu'il faut les utiliser avec beaucoup de précautions.

Notion de température moyenne du fluide

Les propriétés physiques du fluides (viscosité, conductivité, chaleur massique, etc.) sont généralement calculées à la température moyenne du fluide :

Géométrie	Corrélation	Conditions
1. plaques verticales		
	$\overline{Nu}_L = \left\{0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{1/4}}{\left[1+(0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}\right\}^2$	$10^{-1} < Ra_L < 10^9$
	$\overline{Nu}_L = \left\{0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1+(0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right\}^2$	$10^{-1} < Ra_L < 10^{12}$
	$\overline{Nu}_L = 0.183 Ra_L^{0.31}$	$2\ 10^9 < Ra_L < 10^{15}$
4. plaques horizontales		
(a) surface chaude au dessus ou surface froide au dessous 	$\overline{Nu}_L = 0.54 Ra_L^{1/4}$	$10^4 < Ra_L < 10^7$
	$\overline{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{1/3}$	$10^7 < Ra_L < 10^{11}$
(b) surface froide au dessus ou surface chaude au dessous 	$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4}$	$10^5 < Ra_L < 10^{10}$

Tab. 2.1 – Géométries immergées-convection naturelle. Température pariétale T_P constante et propriétés physiques du fluide évaluées à la température du film.

— pour les écoulements externes elle peut correspondre à la température prise par le fluide sur la surface intérieure en contact avec l'écoulement. Elle est appelée, dans ce cas, la température de film ou de surface T_f :

$$T_f = \frac{1}{2}\left(T_p + T_\infty\right) \tag{2.9}$$

Partie expérimentale

Principe

On porte une surface grise rectangulaire à une température supérieure à la température ambiante. La plaque émet du rayonnement thermique dont on analyse les caractéristiques en écrivant la densité de flux thermique échangé par rayonnement d'une manière analogue à celle de la convection.

$$\mathrm{q_r} = \frac{\phi_\mathrm{r}}{\mathrm{S}} = \overline{\mathrm{h_r}}(\mathrm{T_P} - \mathrm{T_\infty}) \tag{2.10}$$

$$\overline{\mathrm{h_r}} = \epsilon_\mathrm{p}\sigma(\mathrm{T_p} + \mathrm{T_\infty})(\mathrm{T_p^2} + \mathrm{T_\infty^2}) \;\; / \;\; \mathrm{W.m^{-2}.k^{-1}} \tag{2.11}$$

Tenant compte de l'échange thermique global (convection + rayonnement) entre la surface (plaque) - fluide (air) la densité de flux totale échangée s'écrit :

$$\mathrm{q_t} = \frac{\phi_\mathrm{t}}{\mathrm{S}} = \left(\overline{\mathrm{h}} + \overline{\mathrm{h_r}}\right)(\mathrm{T_P} - \mathrm{T_\infty}) \tag{2.12}$$

de la forme

$$\mathrm{q_t} = \overline{\mathrm{h_g}}\,(\mathrm{T_P} - \mathrm{T_\infty}) \tag{2.13}$$

$$\overline{\mathrm{h_g}} = \overline{\mathrm{h}} + \overline{\mathrm{h_r}} \tag{2.14}$$

Appareillage

L'appareillage est conçu pour vérifier expérimentalement l'effet de l'inclinaison sur le transfert radiatif. La chaleur est conduite à travers une plaque rectangulaire de surface S (....... X ......) en contact avec l'air ambiant. La puissance thermique est contrôlée par mesure du pourcentage de chauffe (α).

Premier partie : plaque horizontale $\alpha = 90°$

pour une position horizontale de la plaque, on prélève la température ambiante $\mathrm{T_\infty}$, le temps de chauffe et le temps de cycle pour différentes températures de la surface émettrice $\mathrm{T_P}$, conformément au tableau de mesures ci-dessous

Température de la surface (plaque) T_P (°C)	30	40	50	60	66
Température de l'air T_∞ °(°C)					
Tension d'alimentation U (V)	235	227	230	229	229
Résistance effective R_e (Ω)	539	535	531	526	521
Temps de chauffe t (s)					
Temps de cycle T (s)					

Calcul

1. Pour chaque températuere de la surface, calculer
   - l'écart de température $\Delta T = T_P - T_\infty$
   - le pourcentage de chauffe $\alpha = t/T$
   - la puissance dissipée $\phi = \frac{\alpha . U^2}{R_{el}}$

— la conductance thermique expérimentale $h_{exp} = \frac{\phi}{S.\Delta T}$
— la température du film
— les nombres adimensionnels de Pr (Prandtl), Grashof et Raylaigh
— Utiliser les corrélations de transfert de chaleur du Tab.2.1 pour en déduire les valeurs moyennes des conductances thermiques convectives $\overline{\text{h}}$
— calculer l'émissivité de la surface.

Deuxième partie : plaque verticale $\alpha = 0°$

Dans ce cas la plaque est entièrement horizontale, effecteur les mêmes opérations et remplir le tableau de mesures suivant :

Température de la surface (plaque) T_P (°C)	30	40	50	60	66
Température de la surface de l'air T_∞ °(°C)					
Tension d'alimentation U (V)	234	235	234	233	233
Résistance effective R_e (Ω)	523	521	518	515	512
Temps de chauffe t (s)					
Temps de cycle T (s)					

Calcul

1. Pour chaque température de la surface, calculer
   — l'écart de température $\Delta T = T_P - T_\infty$
   — le pourcentage de chauffe $\alpha = t/T$
   — la puissance dissipée $\phi = \frac{\alpha.U^2}{R_{el}}$
   — la conductance thermique expérimentale $h_{exp} = \frac{\phi}{S.\Delta T}$
   — la température du film
   — les nombres adimensionnels de Pr (Prandtl), Grashof et Raylaigh
   — Utiliser les corrélations de transfert de chaleur du Tab.2.1 pour en déduire les valeurs moyennes des conductances thermiques convectives $\overline{\text{h}}$
   — calculer l'émissivité de la surface.
2. comparer l'émissivité obtenue pour les deux inclinaisons de la plaque.
3. discuter les résultats et conclure.