

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



# Cours de Transfert de Chaleur

---

## Chapitre 3

### Convection thermique

---

Proposé par :

Mr Abdelhafid Dib

Année Universitaire 2013-2014

# Table des matières

3.1. Introduction . . . . .	3
3.2. Principe . . . . .	3
3.3. Paramètres significatifs en transfert convectif . . . . .	3
3.4. Notion de température moyenne du fluide . . . . .	4
3.5. Revue de Corrélations . . . . .	7
3.5.1. Convection forcée . . . . .	7
a. Ecoulements externes . . . . .	7
b. Ecoulements internes : Tubes et surfaces confinées . . . . .	11
3.5.2. Convection naturelle . . . . .	12
a. plaques (tubes) verticales . . . . .	12
b. cylindre horizontale . . . . .	12
c. sphère . . . . .	12
d. plaques horizontales . . . . .	12

### 3.1. Introduction

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

### 3.2. Principe

Les mesures de vitesses dans les écoulements (laminaire ou turbulent) réalisées proche de la paroi ont permis de dévoiler des zones connues sous le nom de couches limites et dans lesquelles les variations de vitesse, température et concentration sont localisées (voir fig. ). La quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide de

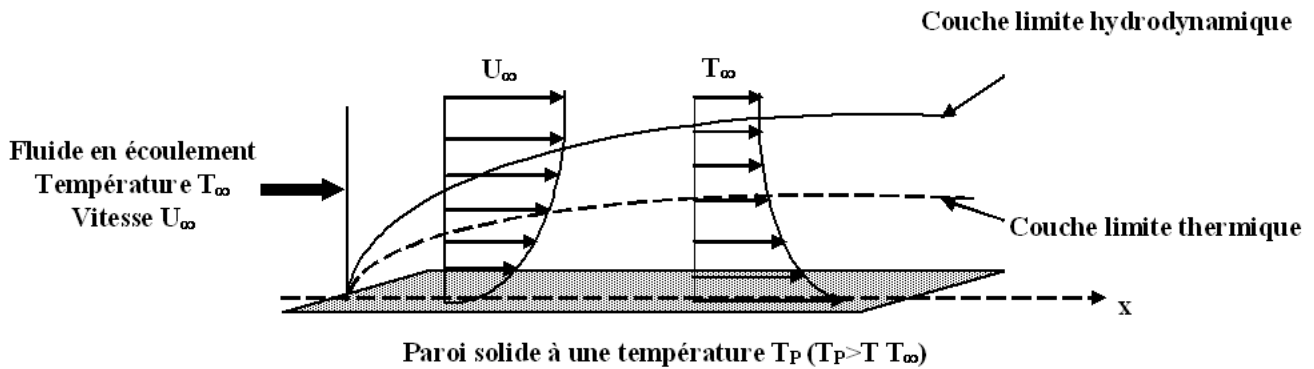


Fig. 1 : Couches limites

surface  $S$  ayant une température  $T_p$  et un fluide en écoulement ayant une température  $T_\infty$  ( $T_p > T_\infty$ ) est donnée par :

$$q_x = \frac{\phi_x}{S} = \bar{h} (T_p - T_\infty) \quad / \quad \text{W.m}^{-2} \quad (1)$$

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

### 3.3. Paramètres significatifs en transfert convectif

#### a. nombre de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (2)$$

- $\nu$  est la viscosité cinématique /  $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
- $\alpha$  est la diffusivité thermique /  $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
- $\mu$  est la viscosité dynamique /  $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

- $C_p$  est la chaleur massique /  $\text{J.kg}^{-1}.\text{C}^{-1}$
- $\lambda$  est la conductivité thermique du milieu /  $\text{W.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$

### b. nombre de Reynolds

$$\text{Re}_{L_{\text{ref}}} = \frac{\bar{u}L_{\text{ref}}}{\nu} \quad (3)$$

- $L_{\text{ref}}$  est une longueur de référence caractéristique / m
- $\bar{u}$  est la vitesse moyenne du fluide /  $\text{m.s}^{-1}$ 
  - pour un écoulement parallèle à une plaque plane ;  $L_{\text{ref}} = L$  (fig. 1a)
  - pour un écoulement externe perpendiculaire à une conduite horizontale de diamètre  $d$  ;  $L_{\text{ref}} = d$  (fig. 1b)
  - pour un écoulement interne dans une conduite de diamètre  $d$  ;  $L_{\text{ref}} = d_h = \frac{4S_p}{P_m} = d$  (fig. 1c)
  - pour un écoulement dans un espace annulaire d'épaisseur  $e$  ;  $L_{\text{ref}} = d_h = \frac{4S_p}{P_m} = 2e$  (fig. 1d)

### c. nombre de Nusselt

$$\overline{\text{Nu}}_{L_{\text{ref}}} = \frac{\bar{h}L_{\text{ref}}}{\lambda_f} \quad (4)$$

### d. nombre de Grashof

$$\text{Gr}_{L_{\text{ref}}} = \frac{L_{\text{ref}}^3 \beta \rho^2 g \Delta T}{\mu^2} \quad (5)$$

### e. nombre de Rayleigh

$$\text{Ra}_{L_{\text{ref}}} = \text{Gr}_{L_{\text{ref}}} \cdot \text{Pr} = \frac{L_{\text{ref}}^3 \beta g \Delta T}{\alpha \nu} \quad (6)$$

- $\beta$  est le coefficient de dilatation volumique du fluide /  $\text{K}^{-1}$  ; pour un gaz parfait  $\beta = \frac{1}{T_\infty}$
- $\rho$  est la masse volumique du fluide /  $\text{kg.m}^{-3}$
- $g$  accélération de la pesanteur /  $\text{m.s}^{-2}$
- $\Delta T = T_p - T_\infty$  est l'écart de température paroi-fluide /  $^\circ\text{K}$

## 3.4. 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 :

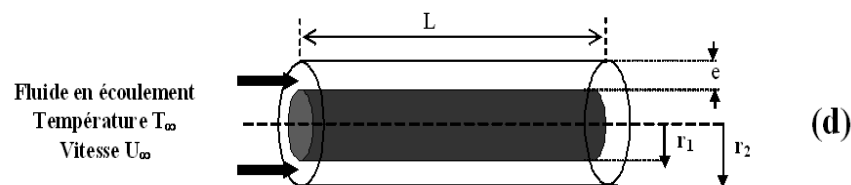
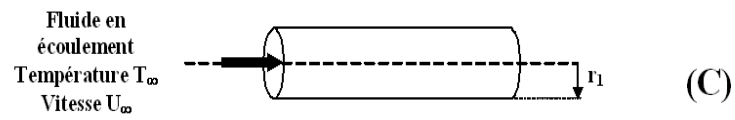
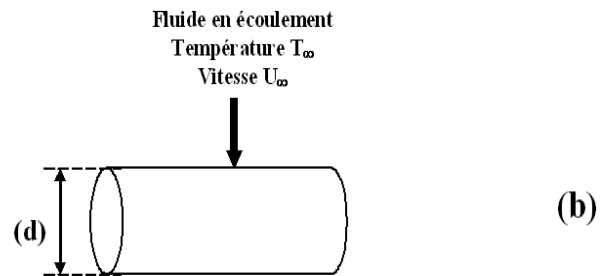
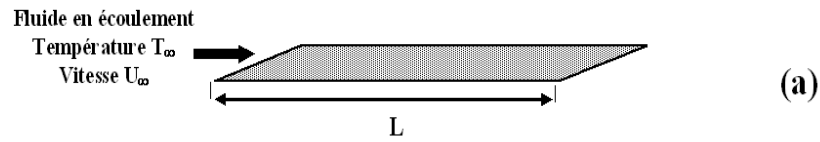
- elle peut correspondre à la température prise par le fluide sur la surface intérieure en contact avec l'écoulement. Elle est appelée, dans ce cas, la température de film ou de surface  $T_f$  (voir fig. 3a) :

$$T_f = \frac{1}{2} (T_p + T_\infty) \quad (7)$$

- pour les écoulements internes en conduites (fig. 3b), la température moyenne peut être associée à la température du mélange  $T_m$

$$T_m = \frac{1}{2} (T_e + T_s) \quad (8)$$

- $T_p$  est la température de la plaque (surface) sur laquelle le fluide s'écoule
- $T_\infty$  est la température du fluide
- $T_e$  et  $T_s$  sont les températures d'entrée et de sortie du fluide



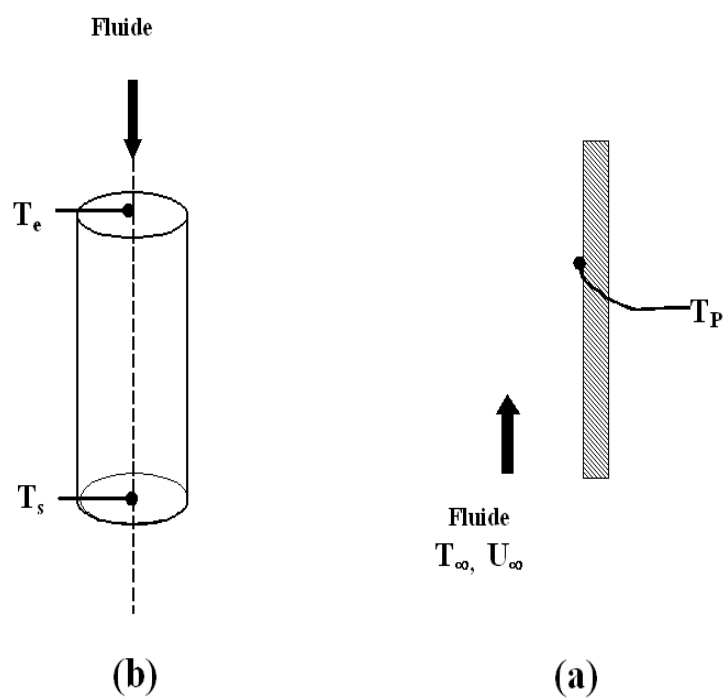


Fig. 3 : Température moyenne du fluide

### 3.5. Revue de Corrélations

Souvent, c'est au travers de corrélations empiriques entre nombres adimensionnels que le coefficient de transfert de chaleur moyen  $\bar{h}$  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.

**N.B. :** 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.

#### Convection forcée

##### a. Écoulements externes

###### a.1. écoulement sur une plaque plane

Corrélation		Conditions
$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	Laminaire	$Re \leq 5.10^5; \quad 0.6 \leq Pr \leq 50$
$\overline{Nu}_L = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$	//	//
$Nu_x = 0,565 Re_x^{1/2} Pr^{1/2}$	Laminaire	$Re \leq 5.10^5; \quad Pr \ll 1$
$\overline{Nu}_L = 1,13 Re_L^{1/2} Pr^{1/2}$	//	//
$Nu_x = 0,029 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$	Turbulent - développé	$Re \geq 5.10^5; \quad 0.6 \leq Pr \leq 60$
$\overline{Nu}_L = 0,036 Re_L^{4/5} Pr^{1/3}$	//	//
$\overline{Nu}_L = (0,036 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$	Mixte (lam puis turb)	$Re_L \geq 5.10^5; \quad Re_{cr} = 5.10^5$ $0.6 \leq Pr \leq 60$

Gaz et liquides : propriétés déterminées à  $T_f$

Tab. 1 – convection externe : plaque plane

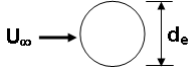
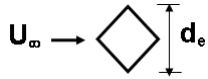
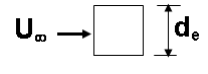
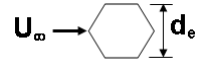
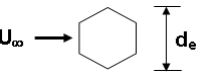
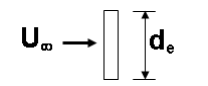
###### a.2. écoulement autour d'une sphère

Corrélation	Conditions
$\overline{Nu}_d = 2 + \left(0,4 Re_d^{1/2} + 0,06 Re_d^{2/3}\right) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.25}$	$3,5 < Re_d < 8.10^4$ $0,7 < Pr < 380 \quad ; \quad 1 < \frac{\mu}{\mu_p} < 3,2$

Gaz et liquides : propriétés déterminées à  $T_\infty$

Tab. 2 – convection externe : autour d'une sphère

**a.3. écoulement perpendiculaire à un cylindre**

Corrélation	Conditions	
$\overline{Nu}_{de} = C Re_{de}^m$	$Re_{de}$	C m
	0,4 - 4	0,989 0,330
	4 - 40	0,911 0,385
	40 - 4000	0,683 0,466
	4000 - 40000	0,193 0,618
	40000 - 400000	0,027 0,805
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,222 0,588
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,092 0,675
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,138 0,638
	$1,95 \cdot 10^4 - 10^5$	0,035 0,782
	$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,205 0,731

Gaz : propriétés déterminées à  $T_f$ 

Tab. 3 – convection externe :gaz autour d'un cylindre

**a.4. écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire**

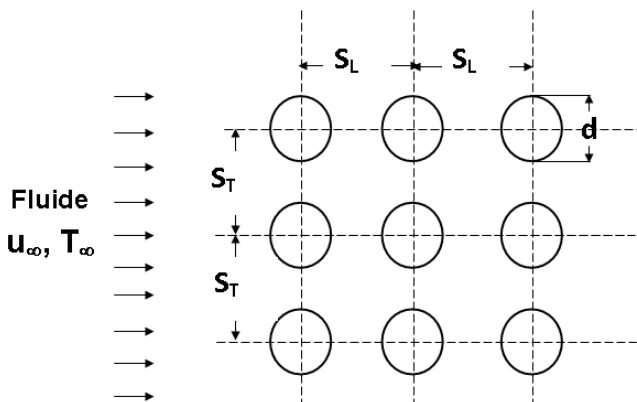
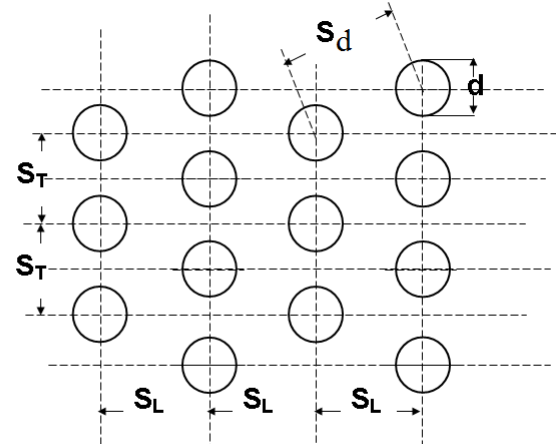
Corrélation	Conditions
$\overline{Nu}_{de} = \left(0.4 Re_{de}^{1/2} + 0.06 Re_{de}^{2/3}\right) Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.25}$	$40 < Re_{de} < 10^5$ $0.67 < Pr < 300$ ; $0.25 < \frac{\mu}{\mu_p} < 5.2$
$\mu_p$ : viscosité du fluide à la température pariétale	
Gaz et liquides : propriétés déterminées à $T_\infty$	
$\overline{Nu}_{de} = 0.3 + \frac{0.62 Re_{de}^{1/2} Pr^{1/3}}{(1 + (0.4/Pr)^{2/3})^{1/4}} \left\{ 1 + \left(\frac{Re_{de}}{282000}\right)^{5/8} \right\}^{4/5}$	$10^2 < Re_{de} < 10^7$ $Re_{de} Pr > 0.2$

Gaz et liquides : propriétés déterminées à  $T_f$ 

Tab. 4 – convection externe :autour d'un cylindre circulaire



## a.5. écoulement perpendiculaire à un faisceau de tubes cylindriques

Corrélation		Conditions
$\overline{Nu}_d = C_1 \cdot Re_{d,max}^m$	voir tab.6 pour les valeurs de $C_1$ et $m$	air, $N_L \geq 10$ $Pr = 0.7$ $2.10^3 < Re_{d,max} < 4.10^4$
$\overline{Nu}_d = 1.13 \cdot C_1 \cdot Re_{d,max}^m Pr^{1/3}$	voir tab.6 pour les valeurs de $C_1$ et $m$	autres fluides, $N_L \geq 10$ $Pr \geq 0.7$ $2.10^3 < Re_{d,max} < 4.10^4$
$\overline{Nu}_d  _{(N_L < 10)} = C_2 \cdot \overline{Nu}_d  _{(N_L \geq 10)}$	voir tab.7 pour $C_2$	si $N_L < 10$
$Re_{d,max} = \frac{\rho U_{max} d}{\mu}$ $u_{max} = u_{\infty} \frac{S_T/d}{((S_T/d)-1)}$ $u_{max} = u_{\infty} \frac{S_T/d}{((S_T/d)-1)}$ $u_{max} = u_{\infty} \frac{S_T/d}{2((S_d/d)-1)}$	tubes alignés tubes quinconce tubes quinconce	$\frac{S_d}{d} > \frac{1}{2} \left( \frac{S_T}{d} + 1 \right)$ $\frac{S_d}{d} \leq \frac{1}{2} \left( \frac{S_T}{d} + 1 \right)$
$\phi = \bar{h} A_s \Delta T_m = \begin{cases} A_s = (\pi d L)(m)(N_L) \\ \Delta T_m = \frac{(T_e - T_p) - (T_s - T_p)}{\ln [(T_e - T_p) / (T_s - T_p)]} \text{ refroidissement} \\ \Delta T_m = \frac{(T_p - T_e) - (T_p - T_s)}{\ln [(T_p - T_e) / (T_p - T_s)]} \text{ chauffage} \\ \Delta T_m \text{ moyenne logarithmique} \\ A_s \text{ surface d'échange totale} \\ \bar{h} \text{ coefficient d'échange moyen} \end{cases}$		
$T_e$ et $T_s$ Temp d'entrée et de sortie $T_p$ température pariétale $m$ nombre de tubes par colonne (rangée) $N_L$ nombre de rangées $L$ et $d$ longueur et diamètre du tube		
 <p>(a)</p>  <p>(b)</p>		
propriétés déterminées à $T_f$		

Tab. 5 – convection externe : faisceau de tubes cylindriques alignés(a) quinconce(b)

$S_L/d$	$S_T/d$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	$C_1$	m	$C_1$	m	$C_1$	m	$C_1$	m
alignés								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
quinconce								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.582	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Tab. 6 – valeurs des constantes  $C_1$  et m quand  $N_L \geq 10$ 

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Tubes alignés	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Tubes en quinconce	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

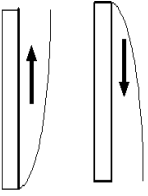


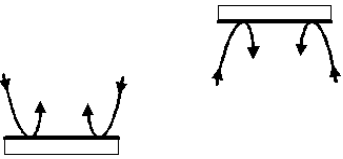
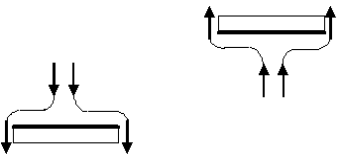
Tab. 7 – Facteur de correction  $C_2$  quand  $N_L < 10$

**b. Ecoulements internes : Tubes et surfaces confinées**

Corrélation		Conditions
$\overline{Nu}_{d_h} = 3.66$	Laminaire - développé	$\frac{L/d_h}{Re_h Pr} > 0.05$ $Pr \geq 0.6$ $Re_h \leq 2300$
$\overline{Nu}_{d_h} = 1.86 \left( \frac{Re_h Pr}{L/d_h} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	Région d'entrée	$\frac{L/d_h}{Re_h Pr} < 0.05$ $Pr \geq 0.6$ $Re_h \leq 2300$
$\ell_{e,th} = 0.05 d_h Re_h Pr$	$\ell_{e,th}$ : longueur d'entrée thermique en régime laminaire	
$\overline{Nu}_{d_h} = 0.023 Re_h^{4/5} Pr^n$ $n = 0.4$ pour $T_p > T_m$ $n = 0.3$ pour $T_p < T_m$	Turbulent - développé	$L/d_h > 10$ $0.6 < Pr \leq 160$ $Re_h \geq 5.10^3$
$\overline{Nu}_{d_h} = 0.027 Re_h^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	Turbulent - développé	$L/d_h > 10$ $0.6 < Pr \leq 167000$ $Re_h \geq 5.10^3$
$\overline{Nu}_{d_h} = 5 + 0.025 (Re_d Pr)^{0.8}$	Turbulent - développé métaux liquides ( $Pr < 0.02$ )	$L/d_h > 60$ $Re_d Pr > 100$
$\phi = \bar{h} A_s \Delta T_m \left\{ \begin{array}{l} \Delta T_m = \frac{(T_p - T_e) - (T_p - T_s)}{\ln[(T_p - T_e)/(T_p - T_s)]} \text{ chauffage} \\ \Delta T_m = \frac{(T_e - T_p) - (T_s - T_p)}{\ln[(T_e - T_p)/(T_s - T_p)]} \text{ refroidissement} \end{array} \right.$		$\Delta T_m$ : moyenne logarithmique $A_s$ : surface d'échange $\bar{h}$ : coefficient d'échange moyen $T_e$ et $T_s$ : Temp d'entrée et de sortie $T_p$ : Température pariétale $L$ : longueur de la géométrie $d_h$ : diamètre hydraulique du système
Température pariétale $T_p$ constante Propriétés déterminées à $T_m$		

Tab. 8 – Convection interne : Tubes et surfaces confinées

## 3.5.2. Convection naturelle

Géométrie	Corrélation	Conditions
<b>a. plaques (tubes) verticales</b>		
	$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$	$10^{-1} < Ra_L < 10^{12}$
<b>b. cylindre horizontale</b>		
	$\overline{Nu}_d = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_d^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$	$Ra_d < 10^{12}$
<b>c. sphère</b>		
	$\overline{Nu}_d = 2 + \frac{0.589 Ra_d^{1/6}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$	$Ra_d < 10^{11} \quad , \quad Pr \geq 0.7$
<b>d. plaques horizontales</b>		
<b>- surface chaude au dessus ou surface froide au dessous</b>		
	$\overline{Nu}_L = 0.54 Ra_L^{1/4}$ $\overline{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{1/3}$	$10^4 < Ra_L < 10^7$ $10^7 < Ra_L < 10^{11}$
<b>- surface froide au dessus ou surface chaude au dessous</b>		
	$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4}$	$10^5 < Ra_L < 10^{10}$
Température pariétale $T_P$ constante Propriétés déterminées à $T_f$		

Tab. 9 – Convection naturelle