Chapitre II Transfert de chaleur par convection

1. Définition :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides (liquides ou gaz) en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection:

a - Convection naturelle: les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou à des gradients de composition (air d'une pièce chauffé par un radiateur, courants océaniques ou atmosphériques…).

b- Convection forcée: le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur…).

c- Convection mixte : lorsque les deux types de convection coexistent dans un système.

2. Loi de Newton

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton qui stipule que la densité de flux de chaleur échangé entre une paroi solide et un fluide en écoulement est proportionnelle à l'écart de température qui lui a donné naissance, elle est donnée par :

si $\mathbf{T_p > T_\infty}$

$$\emptyset = \boldsymbol{h.S.(T_p - T_\infty)}$$

h est une grandeur positive appelée coefficient d'échange convectif, en ($W.m^{-2}.K^{-1}$).

S est la surface d'échange thermique.

T_p est la température de la paroi.

T_∞ est la température loin de la paroi.

Ce coefficient dépend de nombreux paramètres (fluide, type d'écoulement, état de surface…) et est donc extrêmement difficile à quantifier précisément.

3. Nombres addimensionnels

a. Nombre de Reynolds

Le régime d'écoulement en convection forcée est caractérisé à partir d'un nombre sans dimension : le nombre de Reynolds, qui quantifie l'importance des forces d'inertie par rapport aux forces visqueuses. Il est donné par :

$$Re = \frac{forces\ d'inertie}{forces\ visqueuses} = \frac{V.L_c}{\nu} = \frac{\rho.V.L_c}{\mu}$$

où : V est la vitesse caractéristique de l'écoulement ($m.s^{-1}$).

L_c est une longueur caractéristique du système étudié (m).

ν est la viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

μ est la viscosité dynamique du fluide ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

ρ est la masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

b. Nombre de Grashof :

Le régime d'écoulement en convection naturelle est caractérisé à partir d'un nombre sans dimension : le nombre de Grashof qui quantifie l'importance des forces d'Archimède par rapport aux forces visqueuses. Il est donné par :

$$Gr = \frac{forces\ d'Archimede}{forces\ visqueuses} = \frac{g.\beta.\Delta T.{L_c}^3}{\nu^2}$$

où : g est l'accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$).

β est le coefficient de dilatation thermique (K^{-1}) $\beta = \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial T}\Big)_p$

ΔT est un écart de température caractéristique du système étudié (K).

L_c est une longueur caractéristique du système étudié (m).

ν est la viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

c. Nombre de Prandtl :

Le comportement du fluide vis-à-vis des échanges de chaleur par convection est caractérisé par le nombre de Prandtl, qui quantifie l'importance de la diffusivité de quantité de mouvement par rapport à la diffusivité thermique. Il est donné par :

$$Pr = \frac{diffusivité\ de\ quantité\ mouvement}{diffusivité\ thermique} = \frac{\nu}{\alpha}$$

α est la diffusivité thermique du fluide m^2/s définie par : $\alpha = \frac{\lambda}{\rho . C_p}$

Où λ est la conductivité thermique du fluide ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

C_p est la chaleur spécifique du fluide ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)

ν est la viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

ρ est la masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

d. Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt quantifie l'importance du flux thermique par convection par rapport au flux thermique par conduction. Il est donné par :

:

$$Nu = \frac{flux\ convectif}{flux\ conductif} = \frac{h . L_c}{\lambda}$$

On peut aussi définir un nombre de Nusselt local à partir du coefficient d'échange local associé au flux de chaleur échangé localement entre une paroi et le fluide ou bien un nombre de Nusselt moyen défini à partir du coefficient d'échange moyen associé au flux de chaleur global sur toute la surface de la paroi.

4. Lois de corrélation en convection :

Le transfert de chaleur par convection dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et de la nature du fluide.

En convection forcée, on cherchera à établir des corrélations qui relient le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds et de Prandtl : Nu= f (Re, Pr)

En convection naturelle, on cherchera à établir des corrélations qui relient le nombre de Nusselt aux nombres de Grashof et de Prandtl Nu= f (Gr, Pr).

Les principales corrélations sont présentées en annexes.

a. Méthodologie de calcul du flux de chaleur en convection forcée :

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue de la manière suivante : ·

- Calcul du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl.
- A partir de ces nombres et suivant la géométrie on choisit la corrélation.
- Calcul du nombre de Nusselt : Nu =f (Re ,Pr)
- Calcul du coefficient d'échange (local ou moyen)
- Calcul du flux de chaleur (local ou global) par la loi de Newton.

b. Méthodologie de calcul du flux de chaleur en convection naturelle :

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle s'effectue de la manière suivante : ·

- Calcul du nombre Grashof et du nombre de Prandtl.
- A partir de ces nombres et suivant la géométrie on choisit la corrélation.
- Calcul du nombre de Nusselt : Nu = f (Gr,Pr).
- Calcul du coefficient d'échange (local ou moyen)
- Calcul du flux de chaleur (local ou global) par la loi de Newton.

A.4.1 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

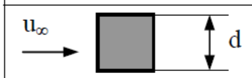
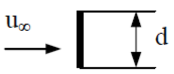
Caractéristiques du fluide calculée à $\theta_f = \dfrac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

<table>
<tr><th>Géométrie</th><th>Corrélation</th></tr>
<tr><td>Ecoulement sur un plan</td><td>
Nu(x) : Nu à la distance x du bord du plan
$\overline{Nu_L}$: Nu moyen sur la longueur L du plan

<u>Ecoulement turbulent</u> :
$Nu(x) = 0{,}0288\ Re(x)^{0,8}\ Pr^{1/3}$
$\overline{Nu_L} = 0{,}035\ Re_L^{\ 0,8}\ Pr^{1/3}$ $Re > 5.10^5$ et $Pr \geq 0{,}5$

<u>Ecoulement laminaire</u> :
$Nu(x) = 0{,}324\ Re(x)^{0,5}\ Pr^{1/3}$
$\overline{Nu_L} = 0{,}628\ Re_L^{\ 0,5}\ Pr^{1/3}$ $Re < 5.10^5$ et $10 \geq Pr \geq 0{,}5$
</td></tr>
<tr><td>Ecoulement dans un tube</td><td>
<u>Ecoulement turbulent</u> : $Nu = 0{,}023\ Re^{0,8}\ Pr^n$
$n = 0{,}3$ si $\theta_{fluide} > \theta_{paroi}$
$n = 0{,}4$ si $\theta_{fluide} < \theta_{paroi}$ $Re > 5000$ et $0{,}6 < Pr < 100$
Re calculé pour $D_H = 4S / P$ où : S = section de passage du fluide
P = périmètre de contact fluide/paroi

<u>Ecoulement laminaire</u> : $Nu = 1{,}86\ (Re\ Pr)^{1/3} \left(\dfrac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\dfrac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$

Valable pour $Re\ Pr\ \dfrac{D}{L} \geq 10$, μ_p calculé à θ_p
</td></tr>
<tr><td>Ecoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire</td><td>
$Nu = C\ Re^n\ Pr^{1/3}$, vitesse u_∞ calculée en amont du tube
<table>
<tr><th>Re</th><th>C</th><th>n</th></tr>
<tr><td>0,4 – 4</td><td>0,989</td><td>0,330</td></tr>
<tr><td>4 – 40</td><td>0,911</td><td>0,385</td></tr>
<tr><td>40 – 4000</td><td>0,683</td><td>0,466</td></tr>
<tr><td>4000 – 40000</td><td>0,193</td><td>0,618</td></tr>
<tr><td>40000 - 250000</td><td>0,0266</td><td>0,805</td></tr>
</table>
</td></tr>
<tr><td>Ecoulement perpendiculaire à un cylindre non circulaire</td><td>
<table>
<tr><th>Géométrie</th><th>Re</th><th>C</th><th>n</th></tr>
<tr><td></td><td>$5\ 10^3$ - 10^5</td><td>0,102</td><td>0,675</td></tr>
<tr><td></td><td>$4\ 10^3 – 1{,}5\ 10^4$</td><td>0,228</td><td>0,731</td></tr>
</table>
</td></tr>
</table>

A.4.1 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

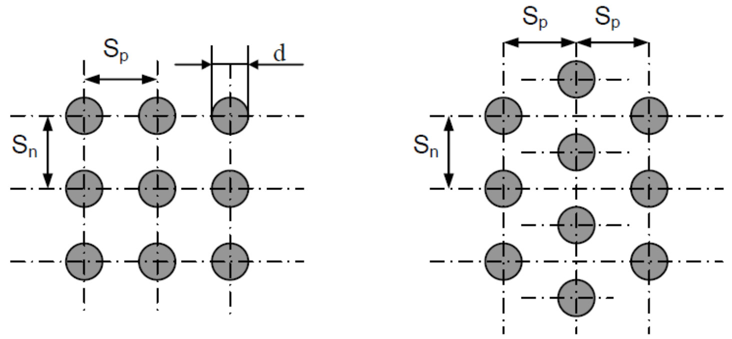
Caractéristiques du fluide calculée à $\theta_f = \dfrac{\theta_p + \theta_\infty}{2}$

Géométrie	Corrélation

Ecoulement perpendiculaire à un faisceau de 10 tubes

$Nu = C\, Re^n\, Pr^{1/3}$, vitesse u_∞ calculée en amont du tube

	$\frac{S_n}{d}$							
$\frac{S_p}{d}$	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
	Disposition en ligne							
1,25	*0,386*	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,070	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,075	0,744
2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648
3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
	Disposition en quinconce							
0,6	-	-	-	-	-	-	0,236	0,636
0,9	-	-	-	-	0,495	0,571	0,445	0,581
1,0	-	-	0,552	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568



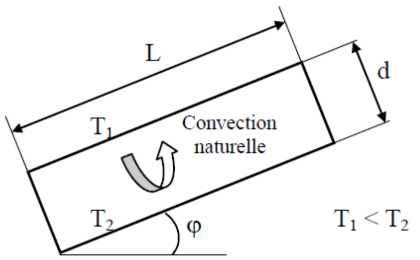
Disposition en ligne — Disposition en quinconce

Ecoulement perpendiculaire à un faisceau de n rangées de tubes ($n \leq 10$)

$$N = \frac{h_n}{h_{10}}$$

Nombre rangées	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N en ligne	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0
N en quinconce	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0

A.4.2 : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle

<table>
<tr><th colspan="4">Corrélations valables pour tous fluides : Nu = C (Gr Pr) ^m</th></tr>
<tr><th>Géométrie</th><th>Gr Pr</th><th>C</th><th>m</th></tr>
<tr><td>Plaques et cylindres verticaux</td><td>10^4 - 10^9
10^9 - 10^{13}</td><td>0,59
0,021</td><td>1/4
2/5</td></tr>
<tr><td>Cylindres horizontaux</td><td>10^{-10} - 10^{-2}
10^{-2} - 10^2
10^2 - 10^4
10^4 - 10^7
10^7 - 10^{12}</td><td>0,675
1,02
0,850
0,480
0,125</td><td>0,058
0,148
0,188
0,25
0,33</td></tr>
<tr><td>Face supérieure d’une plaque chaude ou face inférieure d’une plaque froide</td><td>2.10^4 - 8.10^6
8.10^6 - 10^{11}</td><td>0,54
0,15</td><td>0,25
0,33</td></tr>
<tr><td>Face inférieure d’une plaque chaude ou face supérieure d’une plaque froide</td><td>10^5 - 10^{11}</td><td>0,27</td><td>0,25</td></tr>
<tr><td>Cellule fermée rectangulaire inclinée

</td><td colspan="3">$$Nu = 1 + 1{,}44\left(1 - \frac{1708}{Gr\,Pr\cos\varphi}\right)\left[1 - \frac{1708\left(\sin(1{,}8\,\varphi)\right)^{1{,}6}}{Gr\,Pr\cos\varphi}\right] + \left[\left(\frac{Gr\,Pr\cos\varphi}{5830}\right)^{1/3} - 1\right] \quad \text{si} \quad 0 < \varphi < \varphi^*$$
$$Nu = (\sin\varphi)^{1/4}\,Nu(90°) \quad \text{si} \quad \varphi^* < \varphi < 90°$$
$$Nu = 1 + \left[Nu(90°) - 1\right]\sin\varphi \quad \text{si} \quad 90° < \varphi < 180°$$
Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800\ Pr)$</td></tr>
<tr><th colspan="4">Relations simplifiées pour de l’air à pression atmosphérique</th></tr>
<tr><td>Géométrie</td><td colspan="2">Laminaire
10^4 < Gr Pr > 10^9</td><td>Turbulent
Gr Pr > 10^9</td></tr>
<tr><td>Plaque ou cylindre vertical</td><td colspan="2">$h = 1{,}42\left(\frac{\Delta\theta}{L}\right)^{1/4}$</td><td>$h = 1{,}31\,(\Delta\theta)^{1/3}$</td></tr>
<tr><td>Cylindre horizontal</td><td colspan="2">$h = 1{,}32\left(\frac{\Delta\theta}{D}\right)^{1/4}$</td><td>$h = 1{,}24\,(\Delta\theta)^{1/3}$</td></tr>
<tr><td>Face supérieure d’une plaque horizontale chaude ou face inférieure d’une plaque froide</td><td colspan="2">$h = 1{,}32\left(\frac{\Delta\theta}{L}\right)^{1/4}$</td><td>$h = 1{,}52\,(\Delta\theta)^{1/3}$</td></tr>
<tr><td>Face inférieure d’une plaque chaude ou face supérieure d’une plaque froide</td><td colspan="2">$h = 0{,}59\left(\frac{\Delta\theta}{L}\right)^{1/4}$</td><td>$h = 0{,}59\left(\frac{\Delta\theta}{L}\right)^{1/4}$</td></tr>
</table>