1 Formulas empiriques couramment utilisées

Un grand nombre de formules empiriques est disponible pour déterminer le coefficient de transmission par convection à travers l'expression du nombre de Nusselt. Ces relations dépendent notamment du type de convection (forcée ou naturelle) et de la nature du régime d'écoulement du flux (laminaire ou turbulent). L'objet du présent paragraphe est d'essayer de résumer ces relations et de les exprimer pour le maximum de cas possible.

II est généralement admis que la valeur du Reynolds transitoire définissant le passage de la nature laminaire de l'écoulement a celle turbulente est égale à:

Re = 2300 pour les écoulements en conduite,

Re. = 500000 pour les écoulements sur plaques planes.

1.1 Convection forcée

1.1.1 *Echange de chaleur le long d'une plaque plane*

Régime laminaire : $R_e \leq 3.10^5$

$$\boldsymbol{Nu_L = 0.66(Re_L)^{1/2}(Pr)^{1/3}} \qquad 1.1$$

Régime turbulent : $R_e > 3.10^5$

$$\boldsymbol{Nu_L = 0.036(Re_L)^{4/5}(Pr)^{1/3}} \qquad 1.2$$

1.1.2 *Ecoulement à l'intérieur de tubes cylindriques lisses*

Régime laminaire : $R_e \leq 2000$

- *D :* Diamètre intérieur du tube
- μ_m, μ_p : Viscosités dynamiques définies à T_m et T_P.
- $T_m = \frac{T_p+T_f}{2}$: Température moyenne
- T_P: Température de La paroi interne du tube,

Houssen :

$$\boldsymbol{Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668 Re.Pr.(D/L)}{1+0.04[Re.Pr.(D/L)]^{2/3}}\left[\frac{\mu_m}{\mu_P}\right]^{0,14}} \qquad 1.3$$

Sieder et Tate:

$$\boldsymbol{Nu_D = 1,86(Re.Pr)^{1/3}\left(\frac{D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_P}\right)^{0,14}} \qquad 1.4$$

Pour: $[\boldsymbol{Re.Pr.(D/L)}]$>10

Toutes les propriétés sont définies à T_m sauf $\boldsymbol{\mu_P}$

Kays :

$$Nu_D = 3,66 + \frac{0,104Re.Pr.(D/L)}{1 + 0.016[Re.Pr.(D/L)]^{0,8}} \qquad 1.5$$

Pour : $[Re.Pr.(D/L)]$<100

Régime turbulent : $R_e > 2000$

Colbum:

$$Nu_D = 0,023(Re)^{0,8}(Pr)^{1/3} \qquad 1.6$$

Pour :

- L/D>60
- 0,7≤ $Pr \leq 100$
- $10^4 < Re_D < 1,210^5$

Sieder et Tate:

$$Nu_D = 0,023(Re)^{0,8}(Pr)^{1/2}\left(\frac{\mu_m}{\mu_P}\right)^{0,14} \qquad 1.7$$

Mc-Adams:

$$Nu_D = 0,023(Re)^{1.5}(Pr)^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_P}\right)^{0,14}[1 + (D/L)^{0,8}] \qquad 1.8$$

Pour: le régime d'entrée dans les tubes.

1.1.3 Ecoulement dans les espaces annulaires

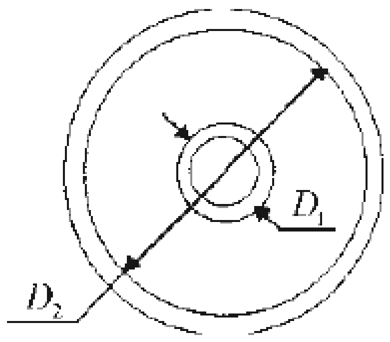

Figure 1 : Ecoulement dans l'espace annulaire forme par les deux conduites

$$Nu_D = 0,023(Re)^{0,8}(Pr)^{n} \qquad 1.9$$

Avec : $Re_{DH} = \frac{U_m.DH}{v}$ et $Nu_{DH} = \frac{h.DH}{k}$

DH : diamètre hydraulique dans ce cas DH=D_2-D_1 , n=0,4 pour chauffage (T_1>T_2) ; n=0,3 pour refroidissement (T_1<T_2)

1.1.4 Ecoulement perpendiculaire à un tube

Hilpert: $$Nu_D = C.(Re_D)^m \quad 1.10$$

Re_D	C	m
1-4	0,891	0,330
4-40	0,821	0,385
40-4000	0,615	0,466
4000-40000	0,174	0,618
40000-250000	0,0239	0,805

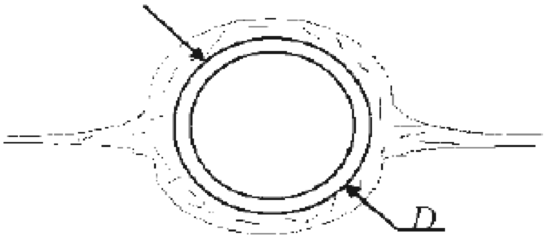

Figure 2 : Ecoulement perpendiculaire à une conduite

1.1.5 Ecoulement perpendiculaire à une rangée de tubes

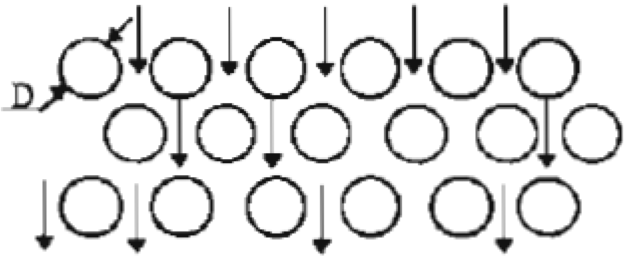

Figure 3 : Ecoulement perpendiculaire à une rangée de conduites

Colbum: $$Nu_D = 0.33.(Re_D)^{0,6}\ (Pr)^{1/3} \quad 1.11$$

1.2 Convection naturelle ou fibre sur parois isothermes

Il est déjà démontré qu'une corrélation de trois nombres adimensionnels (en l'occurrence: Re, Pr et Nu) est nécessaire afin de décrire un phénomène de transfert de chaleur par convection forcée. Dans le cas de la convection naturelle ou libre, il peut être démontre qu'une corrélation entre nombres adimensionnels est aussi indispensable. Dans ce cas, les nombres adimensionnels sont ceux de Rayleigh, Grashoff et Prandtl. On notera que le nombre de Rayleigh a remplacé celui de Reynolds pour la détermination du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent, cf. Tableau suivante).

Le présent paragraphe propose les relations pouvant décrire un phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle sur des parois isothermes c'est-à-dire dont les surfaces sont à une température constante ($T_P = C_{ste}$).

Remarques

1- Le nombre de Prandtl pour l'air est généralement considère constant et sa valeur est prise égale à 0,7.

2- L'indice *'f'* indique que la température du fluide est prise égale à celle du film situe près de la paroi c'est-à-dire que :

Pour un gaz quelconque: $\boldsymbol{Nu_f = A.\left(Gr_D.Pr_f\right)^m}$ 1.12

Dans le cas de l'air: $\boldsymbol{Nu_f = B.\left(Gr_f\right)^m}$ 1.13

Remarques

1- Le nombre de Prandtl pour l'air est généralement considère constant et sa valeur est prise égale à 0,7.

2- L'indice *'f' '* indique que la température du fluide est prise égale a celle du film situe. Près de la paroi c'est-à-dire que : $T_f = \frac{T_p+T_\infty}{2}$

Géométrie	Ra_f	A	m	B	Obs.
Plans et Cylindres verticaux Plans: L=Hauteur Cylindres: L=Longueur	Laminaire: $10^4 - 10^9$ Turbulent: $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,13	0,25 0,33	0,54 0,12	Gr évalué sur L
Cylindres horizontaux de diamètre: D	Laminaire: $10^4 - 10^9$ Turbulent: $10^9 - 10^{13}$	0,53 0,13	0,25 0,33	0,49 0,12	Gr évalué sur D
Surfaces planes horizontales de longueur L dans le sens de l'écoulement	Laminaire: $10^5 - 2.10^7$ Turbulent: $2.10^7 - 3.10^{10}$	0,59 0,13	0,25 0,33	0,54 0,12	Gr évalué sur L