CHAPITRE 3 : TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION

1. Introduction

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit le plus souvent entre un fluide en mouvement et une paroi solide. Alors que la conduction étudiée au chapitre précèdent peut être considérée comme un transfert d'énergie du a des mouvements microscopiques, le phénomène de convection est un transfert du a des mouvements macroscopiques. On distingue deux types de convection:

- La convection libre ou naturelle ou le mouvement du fluide est cause par un champ de forces intérieur (gravite, gradient de densité, gradient de température etc.).
- La convection forcée ou le fluide est mis en mouvement par l'action d'un champ de forces externe (pompe, ventilateur etc.).

D'une façon simplifiée, l'objectif principal de l'étude du phénomène de la convection consiste essentiellement a:

- Développer des méthodes permettant l'évaluation du paramètre h, coefficient de convection.
- Étudier les différentes formules empiriques utilisées.

2. Généralités - Définitions

- **Milieu continu**

Un milieu matériel est dit continu lorsque toutes ses propriétés varient continument dans l'espace et dans le temps. En d'autres termes, les distances considérées sont largement supérieures aux distances intermoléculaires.

- **Milieu homogène**

Un milieu matériel est dit homogène lorsque toutes ses propriétés sont constantes dans tout le domaine considère (par exemple, la masse volumique dans les milieux incompressibles).

- **Milieu isotrope**

Un milieu matériel est dit isotrope lorsque toutes ses propriétés sont identiques quel que soit l'orientation.

- **Fluide**

Un fluide se définit comme un corps présentant une vitesse de déformation non nulle si on lui applique des contraintes tangentielles aussi faibles soit elles.

- **Fluide newtonien**

Un fluide newtonien constitue un milieu matériel continu, homogène et isotrope.

3. Le concept de la couche limite et ses hypothèses

3.1 Concept de la couche limite

Un fluide qui représente un écoulement visqueux pose des difficultés mathématiques considérables. Une simplification de ces équations générales est donc nécessaire. Ludwig Prandtl remarqua que pour la plupart des écoulements, l'influence de la viscosité n'était significative que dans une région très mince située au voisinage de la paroi solide. Le reste du fluide peut donc être considérés comme non visqueux et donc idéal. Cette région est appelée : la couche limite.

Considérons un fluide s'écoulant auprès d'une paroi solide :

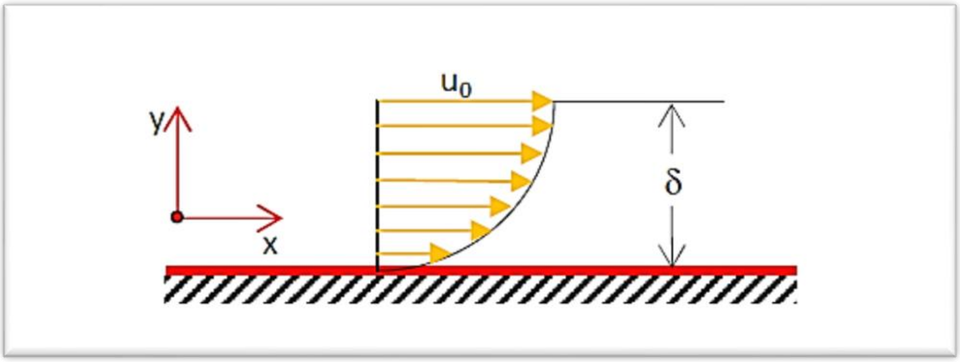

Figure III.1: Couche limite au voisinage d'une paroi solide

Si le fluide est newtonien, la contrainte tangentielle s'exprimera grâce à la loi dérivée par Newton qui peut s'écrire dans ce cas :

$$\tau = \mu \frac{U_\infty}{\delta} \qquad \text{(III.1)}$$

Où :

U_∞ : représente la vitesse a la frontière de la couche limite.

μ : représente la viscosité dynamique.

τ : représente la contrainte de cisaillement dans un fluide.

δ : représente l’épaisseur de la couche limite.

A l'intérieur de la couche limite,U_∞ est liée à la vitesse u par la relation :

$$\frac{\partial_u}{\partial_y} = \frac{U_\infty}{\delta}$$

La contrainte tangentielle aura donc pour expression :

$$\tau = \mu \frac{\partial_u}{\partial_y}$$

On définit aussi la viscosité cinématique comme :

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

3.2 Hypothèses de la couche limite

En tenant compte des particularités propres à l'écoulement d'un fluide au voisinage d'une paroi solide, des hypothèses applicables uniquement à l'intérieur de la couche limite et permettant la simplification des équations du mouvement sont énoncées. Elles sont connues sous le nom d'hypothèses de la couche limite.

- Le fluide immédiatement en contact avec la paroi est immobile : c'est la condition de non glissement qui pour un écoulement bidimensionnel se traduit par :

  $u(x, 0) = 0$

  $v(y, 0) = 0$

- L'épaisseur de la couche limite notée δ et définie comme la distance à laquelle u = $0{,}99U_\infty$ est considérée petite relativement aux autres dimensions caractéristiques de l'écoulement Néanmoins, cette épaisseur augmente quand on se déplace dans le sens de l'écoulement.
- A l'intérieur de la couche limite, la vitesse axiale (dans le sens de l'écoulement) notée u est très grande devant la vitesse radiale notée v c'est-à-dire que lorsque y $< \delta$ alors $u \gg v$.
- A l'intérieur de la couche limite, les variations de la vitesse dans le sens de l'écoulement relativement à y sont importantes.

Ces différentes hypothèses valables uniquement à l'intérieur de la couche limite simplifient sensiblement les équations du mouvement.

Pour un écoulement bidimensionnel stationnaire et laminaire, les équations de l'écoulement s'écrivent :

$$\frac{\partial_u}{\partial_x} + \frac{\partial_v}{\partial_y} = 0$$

$$u\frac{\partial_u}{\partial_x} + v\frac{\partial_u}{\partial_y} = -\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dx} + v\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

Avec :

$$u = v = 0 \text{ à } y = 0$$

$$u = U_\infty(x) \text{ à } y = \delta$$

L'épaisseur de la couche limite dans ce cas s'exprime en fonction du nombre adimensionnel de Reynolds :

$$\delta_{laminaire} = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}}$$

Où :

$\delta_{laminaire}$: représente l'épaisseur de la couche limite laminaire.

x : Distance de l'origine (début du corps) au point considéré.

Re_x : Nombre de Reynolds calculé sur la base de la distance x.

4. Régime laminaire et régime turbulent

Osborne Reynolds conduisit une série d'expériences classiques impliquant des écoulements à l'intérieur des conduites. Ces expérimentations démontrèrent l'existence de deux sortes de régimes distincts : un régime dit laminaire et un autre dit turbulent. Reynolds réussit à déterminer le critère d'instabilité qui gouverne la transition entre ces deux régimes.

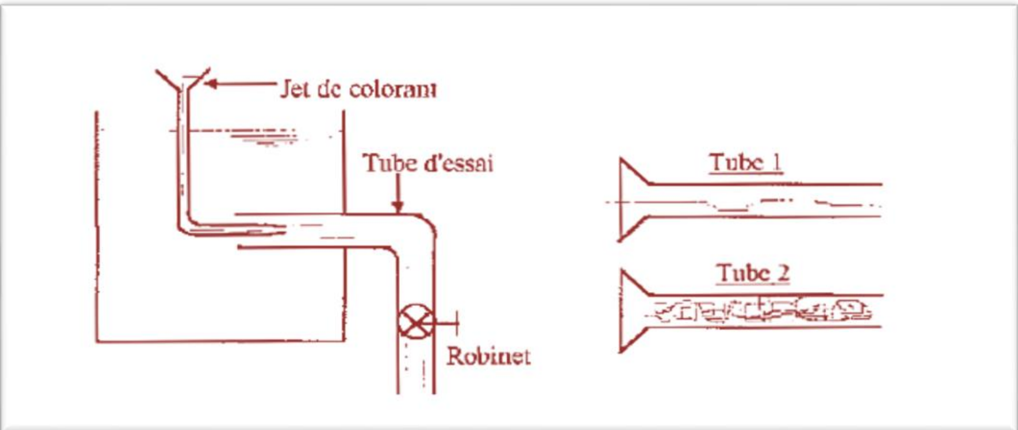

Figure III.2 : Représentation de l'expérience de Reynolds

Ceci a été réalisé grâce à l'injection d'un mince filet de colorant à l'intérieur d'un tube d'essai situe dans un réservoir rempli d'un liquide possédant la même masse volumique que le colorant. Quand le débit est faible, le filet colore reste étroit et parallèle aux lignes de courant dans le tube : c'est le régime laminaire (Tube 1 de la figure III.2). Lorsque le débit est augmenté au-dessus d'une certaine valeur critique, le filet coloré commence à onduler puis très rapidement, on observe comme un éclatement de ce filet qui semble alors occuper tout le tube : c'est le régime turbulent (Tube 2 de la figure III.2). Reynolds appliqua une analyse dimensionnelle aux écoulements en conduite et conclut que la transition prend place pour une valeur fixée d'un certain paramètre, pouvant être interprète comme le rapport des forces d'inertie à celles de viscosité. En son honneur, ce paramètre est depuis appelé : le nombre de Reynolds. La signification physique de celui-ci peut être démontrée comme suit :

$$Re = \frac{Forces\ d'inertie}{Forces\ de\ viscosité} = \frac{\rho U^2 L^2}{\mu U L} = \frac{\rho U L}{\mu}$$

Utilisant la viscosité cinématique notée et définie par : $\upsilon = \frac{\mu}{\rho}$ le nombre de Reynolds s'exprime :

$$Re = \frac{UL}{\upsilon}$$

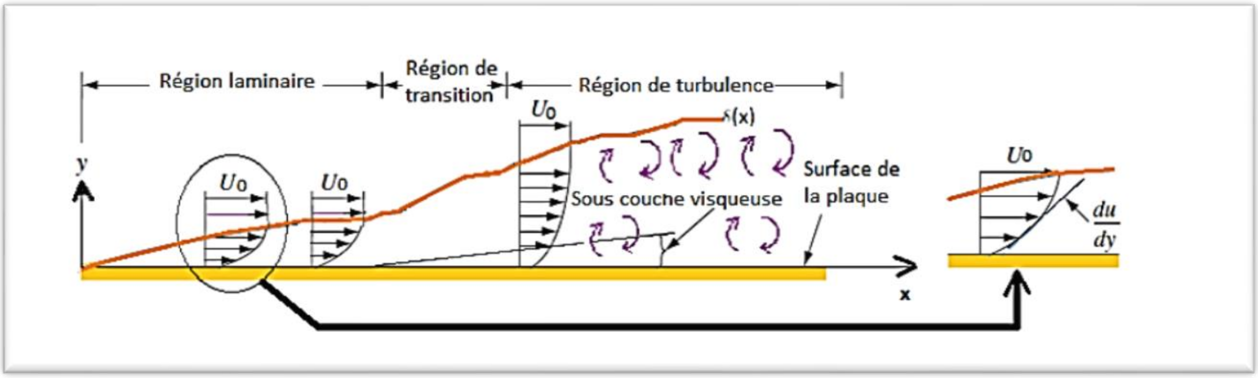

Figure III.3 : Ecoulement sur une plaque plane (Profiles de vitesse sur la couche limite en régime laminaire et turbulence)

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= 300000 pour les écoulements sur plaques planes.

5. Nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels souvent utilises en présence du phénomène de convection qu'elle soit naturelle ou forcée sont résumés dans le paragraphe suivant :

Le nombre de Reynolds

Il représente le rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses, il caractérise la nature du régime de l'écoulement (laminaire ou turbulent) en convection forcée, le nombre de Reynolds donné par :

$$Re = \frac{UL}{v}$$

U : représente la vitesse caractéristique.

L : Longueur caractéristique.

Le nombre de Nusselt

C'est un coefficient adimensionnel d'échange de chaleur, il représente le rapport du transfert de chaleur par convection à celui par conduction dans une couche de fluide d'épaisseur (L). La forme adimensionnelle appropriée de ce paramètre (h) est le nombre de Nusselt (Nu) défini par :

$$Nu = \frac{Q \text{ échangée par convection}}{Q \text{ échangée par conduction}}$$

$$Nu = \frac{hS\Delta T}{k\frac{S}{L}\Delta T} = \frac{hL}{k}$$

Le nombre de Prandtl

Il représente le rapport de la diffusivité moléculaire due à la quantité de mouvement par la diffusivité thermique, c'est-à-dire le milieu ou se réalise le transfert, il est donné par :

$$Pr = \frac{\text{viscosité cinématique}}{\text{diffusivité thermique}}$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

C_p : Chaleur massique à pression constante.

Le nombre de Grashof

Il représente le rapport des forces de flottabilité aux forces de viscosité, il est donné par :

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{v^2}$$

β : Coefficient de dilatation volumique : $\beta = \frac{1}{T(k)}$

g : Accélération de la pesanteur.

6. Corrélations empiriques couramment utilisées

Un grand nombre de corrélations 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), la nature du régime d'écoulement du flux (laminaire ou turbulent) et l’endroit où se passe l’écoulement (tube ou plaque plane).

6.1 Convection forcée

6.1.1 Echange de chaleur le long d'une plaque plane

- **Régime laminaire : Re ≤ 3.10^5**

$$Nu = 0.66\,(Re)^{1/2}(\mathrm{Pr})^{1/3}$$

- **Régime turbulent : Re > 3.10^5**

$$Nu = 0.036\,(Re)^{4/5}(\mathrm{Pr})^{1/3}$$

6.1.2 Ecoulement à l'intérieur de tubes cylindriques

- **Régime laminaire : Re ≤ 2300**

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

- **Corrélation de Haussen :**

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668\,Re.\mathrm{Pr}.(D/L)}{1+0.04[Re.Pr.(D/L)]^{2/3}}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

- **Corrélation de Sieder et Tate :**

$$Nu = 1.86\,(Re.\ \mathrm{Pr})^{1/3}(D/L)^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

  - Pour : $[Re.Pr.(D/L)] > 100$ toutes les propriétés sont définies à T_m sauf μ_p

- **Corrélation de Kays :**

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104\, Re.Pr.(D/_L)}{1 + 0.016[Re.Pr.(D/_L)]^{0.8}}$$

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

❖ **Régime turbulent : Re > 2300**

- **Corrélation de Colburn :**

$$Nu = 0.023(Re)^{0.8}(\mathrm{Pr})^{1/3}$$

Pour : $L/_D > 60$

$$0.7 \leq Pr < 100$$

$$10^4 < Re < 1.2\ 10^5$$

- **Corrélation de Sieder et Tate :**

$$Nu = 0.023\ (Re)^{0.8}(\mathrm{Pr})^{1/3}(\frac{\mu_m}{\mu_p})^{0.14}$$

- **Corrélation de Mc-Adams :**

$$Nu = 0.023(Re)^{1/5}(\mathrm{Pr})^{1/3}\ (\frac{\mu_m}{\mu_p})^{0.14}\ [1 + (D/_L)^{0.7}]$$

6.1.3 Ecoulement dans les espaces annulaires

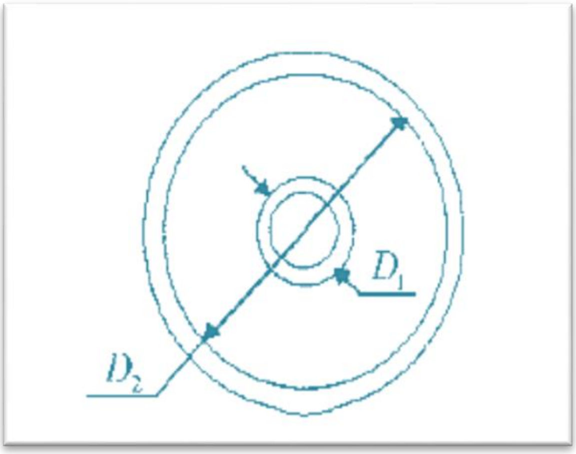

Figure III.4 : Ecoulement dans l'espace annulaire forme par les deux conduites

$$Nu_{DH} = \ 0.023(Re)^{0.8}(\mathrm{Pr})^{n}$$

Avec :

- $Re = \frac{U_m.DH}{v}$ 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 ($T_1 < T_2$)

6.1.4 Ecoulement perpendiculaire à un tube

- **Corrélation de Hilpert :**

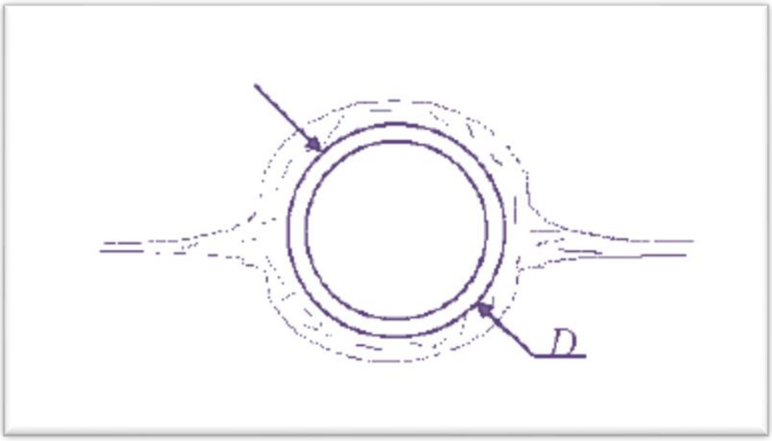

Figure III.5: Ecoulement perpendiculaire à une conduite

$$Nu = C.(Re)^m$$

Avec :

Re	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

6.1.5 Ecoulement perpendiculaire à une rangée de tubes

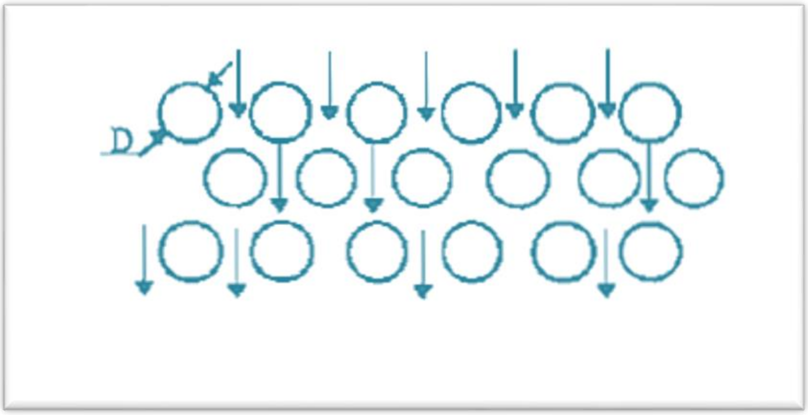

Figure III.6 : Ecoulement perpendiculaire à une rangée de conduites

- **Corrélation de Colburn :**

$$Nu = 0.33(Re)^{0.6}(Pr)^{1/3}$$

Série de travaux dirigés

Exercice 01 :

Deux plaques horizontales sont placées à 1,25cm l'une de l'autre. L'espace compris entre elle est rempli d'une huile de viscosité dynamique μ=1,4Ns /m^2. II est demande de calculer la contrainte tangentielle exercée par l'huile si la plaque supérieure se déplace à la vitesse de 2,5m/s.

Solution :

$\tau = 280N/\mathrm{m}^2$

Exercice 02 :

Une plaque plane lisse de forme carrée de 2cm de côte est tenue immergée dans de l'eau de viscosité cinématique $V = 10^{-6}$ m^2/s s'écoulant à la vitesse de U = 30cm/s. II est demande de déterminer la nature de l'écoulement a une distance de 50cm du bord de la plaque ainsi que l'épaisseur de la couche limite en ce point.

Solution :

Re= 150000

$\delta = 0.0064m$

Exercice 03 :

De l'eau s'écoule dans une conduite de section circulaire de diamètre intérieur égal à 10 cm.

Il est demande de déterminer la vitesse de l'écoulement à la transition. On prendra : $\mu=10^{-3}$ Ns /m^2 et ρ = 1000 kg/m^3.

Solution :

V= 0.023 m/s

Exercice 04 :

Une plaque mince d'une longueur de 2m et d'une largeur de 1m est sous l'effet d'un écoulement d'air à la vitesse de 1,5 m/s et de température 20°C dans la direction longitudinale. La température des surfaces de la plaque est de 90°C. II est demande de calculer :

1- le coefficient de transmission de la chaleur par convection suivant la longueur.

2- le flux de chaleur transmis par la plaque à l'air.

Sachant que : ρ = 1,175kg / m^3 ; μ = 1,8.10^{-5}kg / ms ; k = 0,026W / mk ; C_P = 1006 J / kgk.

Solution :

1- h= 3.36 w/m^{2}k

2- Q= 1411 w

Exercice 05 :

Calculez le coefficient de transmission de la chaleur par convection ainsi que le flux dégagé lors de l'écoulement force d'une huile à la vitesse de 0,5 m/s dans un tube de 10mm de diamètre et de 1m de longueur si les températures moyennes de l'huile et de la paroi sont respectivement égales à 80°C et 20°C. Les caractéristiques de l'huile utilisée à la température à laquelle il s'écoule c'est-à-dire 80°C sont:

$\rho = 844$ kg / m^3 ; $\mu = 30{,}8.10^{-4}$ kg/ms ; k = 0,108 w/m°C et $C_P = 1{,}846$ kj/kg°C.

A la température de la paroi c'est-à-dire 20°C, la viscosité de l'huile est:

$\mu_p = 198{,}2.10^{-4}$ kg/ms.

Solution :

h= 134.6 w/m^{2}C

Q= 253.7 w