

CH 4 DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE PAR CONVECTION

I. INTRODUCTION

- * Echange par convection : Solide et fluide en mouvement.
- * Convection naturelle (libre) : Mouvement du fluide dû à une différence de température.
- * Convection forcée : mouvement du fluide dû à un organe mécanique externe : ventilateur, pompe.
- * Quelque soit le type de convection, le flux de chaleur échangé est donnée par:

$$q = \bar{h}.S.\Delta T = \bar{h}. S .(T_{Solide} - T_{fluide})$$

S : Surface d'échange de chaleur entre le solide et le fluide.

$\bar{h}$: Coefficient d'échange moyen par convection (w/m²°C).

- * $\bar{h}$: fonction de : Forme de la surface du solide, nature du fluide et type de convection.
- * $\bar{h}$: donné par des relations empiriques (**corrélations**) déduites des **mesures expérimentales** pour chaque type de convection selon la forme de la surface du solide.
- * Ces **corrélations** sont proposées en termes de **nombres adimensionnels** formés en fonction des paramètres du problème et selon le type de convection.

II. CONVECTION FORCE

II.1 NOMBRES ADIMENSIONNELS.

Ils sont au nombre de trois

- a. Nombre de Reynolds: caractérise la **nature** de l'écoulement.

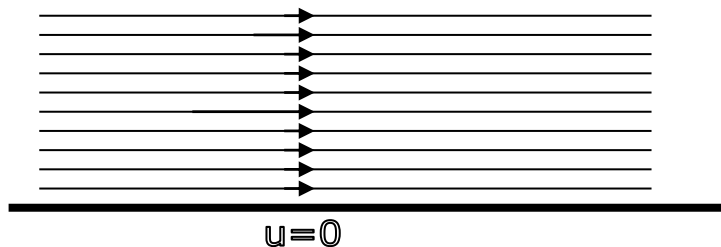
$$Re = \frac{\rho \cdot u}{\mu} \cdot d = \frac{u}{\nu} \cdot d$$

- ρ : masse volumique du fluide en Kg / m^{-3} .
- u : vitesse du fluide en m / s .
- d : Longueur caractéristique de la géométrie en m.
- μ : viscosité dynamique du fluide en $Kg.m^{-1}.s^{-1}$.
- $\nu = \mu / \rho$: viscosité cinématique du fluide en m^2 / s .

Expérimentalement selon la valeur de ce nombre par rapport à une valeur critique R_{ec} on distingue deux régimes d'écoulement des fluides :

* $R_e < R_{ec}$: ECOULEMENT LAMINAIRE

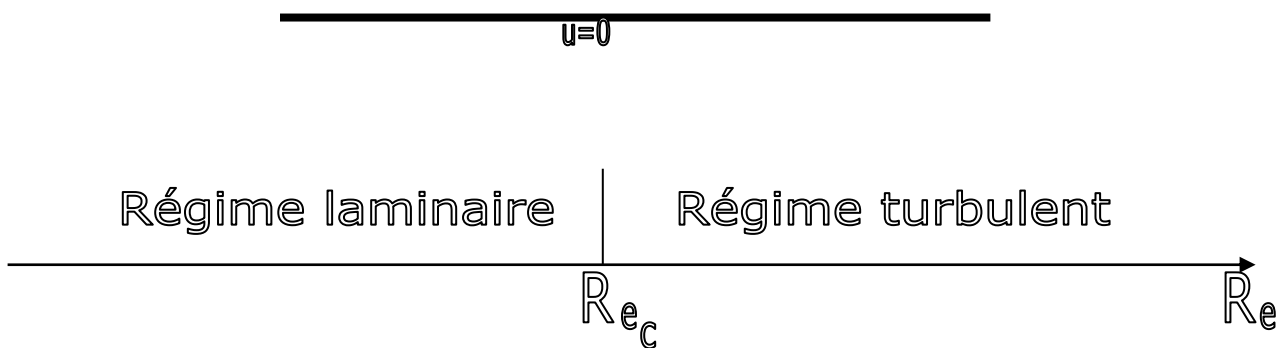
- Ecoulement du fluide ordonné.
- Ecoulement sous forme de couches parallèles.
- Tous les vecteurs vitesses sont parallèles.
- la vitesse du fluide au contact avec la paroi est nulle.



* $R_e > R_{ec}$: ÉCOULEMENT TURBULENT

- Écoulement désordonné et aléatoire.
- la vitesse du fluide au contact avec la paroi est nulle.

Écoulement Aléatoire



b. Nombre de Prandtl:

Ce nombre permet de tenir compte de **la nature du fluide**.

$$P_r = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

- μ : viscosité dynamique du fluide en $Kg.m^{-1}.s^{-1}$.

k : Conductivité thermique du fluide ($W/m.^{\circ}C$)

C_p : chaleur spécifique du fluide ($J/g.^{\circ}C$)

c. Nombre de Nusselt:

Permet de déduire le coefficient d'échange moyen $\bar{h}$.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}.d}{k}$$

Les corrélations en convection forcée donnent selon le régime d'écoulement :

$$\overline{Nu} = \text{fonction}(R_e, P_r)$$

II.2 Etapes de calcul :

Pour une géométrie donnée (plaque)

1. Choix de la longueur caractéristique : longueur pour solide de forme plane
2. Calcul de la température de référence : moyenne de celles du solide et fluide.
3. Détermination à partir des tables des grandeurs physiques du fluide : $k, C_p \dots$ à la température de référence.
4. Calcul des nombres adimensionnels de : R_e et P_r .

5. Choix de la corrélation selon R_e (régime laminaire ou turbulent).

6. Calcul du nombre adimensionnel moyen $\overline{N_u}$.

7. Calcul du coefficient d'échange par convection :

$$\overline{h} = \overline{N_u} \cdot k / d$$

8. Calcul du flux de chaleur convectif : $q = \overline{h} \cdot S \cdot (T_{paroi} - T_f)$.

III Convection Naturelle (libre).

III.1 Nombres adimensionnels.

- * Sont toujours au nombre de trois.
- * On n'a plus de nombre de Re.
- * Plus de régime laminaire ou turbulent.

a. Nombre de Grashoff:

$$G_r = \rho^2 . g . d^3 . \beta . \frac{\Delta T}{\mu^2}$$

- d : Longueur caractéristique de la géométrie.
- ρ : masse volumique du fluide kg/m^3 .
- g : Accélération de la pesanteur.
- β : Coefficient de dilatation volumique du fluide à pression constante.

$$\beta = \frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P = - \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$$

- ΔT : Ecart entre température du solide et du fluide.

b. Nombre de Prandtl:

$$P_r = \frac{\mu . C_p}{k}$$

c. Nombre de Nusselt:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} . d}{k}$$

Les corrélations en convection libre sont de la forme :

$$\overline{Nu} = \text{fonction}(Gr, Pr)$$

III.2 Etapes de calcul.

1. Evaluation des propriétés du fluide à la température de

référence:
$$\frac{T_p + T_f}{2}$$

2. Longueur caractéristique : longueur de la plaque

3. Calcul des nombres Gr et Pr.

4. Choix de la corrélation appropriée du nombre de Nusselt moyen selon la valeur de Gr et Pr.

5. Calcul du coefficient d'échange par convection naturelle moyen.

6. Calcul du flux de chaleur correspondant.

$$q = \bar{h}.S.(T_{paroi} - T_f)$$

Exemple 1:

On considère une plaque de largeur unité et de longueur 50 cm maintenue à une température de 50°C parallèlement à laquelle s'écoule de l'air à la pression atmosphérique et dont la température est 30°C.

Calculer le flux de chaleur échangé par convection pour une vitesse de l'air : 3 m/s puis de 30 m/s.

Pour une vitesse de 3 m/s

Longueur caractéristique : longueur de la plaque

Propriétés évaluées à $\frac{T_p + T_f}{2} = 40^\circ\text{C} = 313\text{K}$ et d'après les tables on a :

$$\rho = 1.127 \text{ Kg/m}^3, \mu = 1.910^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}, K = 0.0272 \text{ W/m.}^\circ\text{C}, P_r = 0.7, \nu = \frac{\mu}{\rho} = 1.686 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Calcul de Reynolds :

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u}{\mu} \cdot L = \frac{u}{\nu} \cdot L = \frac{3}{1.68610^{-5}} \cdot 0.5 = 0.8897 \cdot 10^5$$

Ecoulement **laminaire** et comme $0.6 < Pr < 50$ on a :

$$\overline{Nu} = 0.664 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2} = 0.664 \cdot (0.7)^{1/3} \cdot (2.54 \cdot 10^5)^{1/2} = 175.84$$

$$\bar{h} = \overline{Nu} \cdot k / L = 175.84 \cdot 0.0272 / 0.5 = 9.56 \text{ w.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}$$

Le flux de chaleur échangé est :

$$q = \bar{h} \cdot S \cdot (T_{paroi} - T_f) = 9.56 \cdot (0.5 \cdot 1) \cdot (50 - 30) = 95.66 \text{ w}$$

Pour une vitesse de 30 m/s

Nouveau Reynolds :

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u}{\mu} \cdot L = \frac{u}{\nu} \cdot L = \frac{30}{1.68610^{-5}} \cdot 0.5 = 8.89710^5 : \quad \text{Ecoulement}$$

turbulent.

Nombre de Nusselt moyen :

$$\overline{Nu} = Pr^{1/3} \cdot (0.037 Re_x^{0.8} - 850) = (0.7)^{1/3} \cdot (0.037 * (8.897 \cdot 10^5)^{0.8} - 850) = 1133$$

Coefficient d'échange moyen :

$$\bar{h} = \overline{Nu} \cdot k / L = 8141.55 * 0.0272 / 0.5 = 61.64 \text{ w.m}^{-2}.\text{°C}$$

Le flux de chaleur échangé est :

$$q = \bar{h} \cdot S \cdot (T_{paroi} - T_f) = 61.64 * (0.5 * 1) * (50 - 30) = 616.4 \text{ w}$$

Exemple 2

Une plaque verticale de longueur 5 mètre, maintenue à une température égale à 100°C est exposée à de l'air dont la température est 20°C à la pression atmosphérique. Calculer le coefficient d'échange par convection **libre** pour une largeur de la plaque égale à 20 cm en considérant l'air comme un gaz parfait.

Les propriétés du fluide sont évaluées à la température :

$$\frac{T_p + T_f}{2} = 60^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.059 \text{ Kg/m}^3, \mu = 1.9910^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}, K = 0.0287 \text{ W/m.}^\circ\text{C}, P_r = 0.7, \nu = \frac{\mu}{\rho} = 1.879 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Air considéré comme gaz parfait : $\beta = 1/T = 1/333.23 = 3.10^{-3}$

$$G_r = \rho^2 . g . d^3 . \beta . \frac{\Delta T}{\mu^2} = g . d^3 . \beta . \frac{\Delta T}{\nu^2} = 9.81 . 5^3 . 310^{-3} . \frac{80}{1.87910^{-5}} = 1.566710^{10}$$

$$G_r . P_r = 1.0910^{10} \quad \Rightarrow \quad \bar{N}_u = C . (\text{Pr} . G_r)^n$$

Formulaire on tire $c = 0.10$ et $n = 1/3$

$$\bar{N}_u = 0.10 * . (\text{Pr} . G_r)^{1/3} = 222.17$$

Coefficient d'échange est :

$$h = N_u . k / L = 222.17 * 0.0287 / 5 = 1.275 \text{ w.m}^{-2} . ^\circ\text{C}$$

Le flux de chaleur échangé est :

$$q = \bar{h}.S.(T_{paroi} - T_f) = 1.275 * (5 * 0.2) * (80) = 102 \text{ w}$$