Chapitre : 4

Transfert de chaleur par Convection

4.1. Introduction :

La convection thermique est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide (liquide ou gaz) en mouvement. La convection thermique est un mode de transfert de chaleur par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection thermique est caractérisée par quatre facteurs ;

- La nature du mouvement

Si les mouvements du fluide sont provoqués par les différences de densité qui existent entre deux éléments de volume contigus du fluide, ces différences étant provoquées par les différences de température, alors il y a interaction entre le processus d'écoulement et celui thermique, la réunion de ces deux phénomènes constituant ce qui s'appelle la convection naturelle ou libre. L'effet d'une action mécanique extérieure qui provoque l'écoulement du fluide (pompe, ventilateur) définit un mouvement forcé, tandis que le transfert de chaleur entre une paroi et un fluide exprime la convection forcée.

- Le régime d'écoulement

On distingue deux types d'écoulement :

- L'écoulement laminaire : pour lequel le fluide s'écoule le long de la paroi sous forme de filets qui restent parallèles. Ceci a lieu pour des faibles vitesses du fluide ou l'échange de chaleur entre les filets se fait essentiellement par la conduction thermique car il n'y a aucun mélange de matière.

- L'écoulement turbulent : pour lequel la vitesse du fluide est plus importante. Il y a un véritable mélange des molécules de fluide. Il existe au contact de la paroi une zone ou les molécules sont freinées et ou leur vitesse est très faible. C'est la couche limite ou on peut supposer que le régime est laminaire. Donc, dans l'écoulement turbulent, la convection se produit par la conduction thermique dans la couche limite et par transfert de masse et mélange dans la zone centrale de l'écoulement.

- Les propriétés physiques du fluide

Le transfert de chaleur par convection est affecté spécialement par la conductivité thermique, la chaleur spécifique, la diffusivité thermique, la densité et la viscosité dynamique. Ces propriétés dépendent pour chaque fluide de la température et la pression de celui-ci.

- La forme et les dimensions de la surface d'échange de chaleur

La géométrie de la surface d'échange (plaque, cylindre, sphère) et son orientation par rapport à la direction d'écoulement influencent les caractéristiques de la couche limite et créent des conditions spécifiques d'écoulement et de transfert de chaleur.

4.2. Loi de Newton :

Le flux de chaleur transmis par la convection thermique est donné par l'expression générale de Newton :

$$q = hS(T_p - T_\infty) \qquad (4.1)$$

Avec :

S : Aire de la surface de contact solide /fluide [m^2].

T_∞ : Température du fluide loin de la surface. [ºC]

T_p : Température de la surface du solide. [ºC]

h : Coefficient de transfert thermique par convection (conductance thermique).

Tout calcul du flux de chaleur échangé par convection nécessite la détermination du coefficient de transfert de chaleur par convection h ce qui est toujours une opération compliquée car le coefficient h est dépend de plusieurs facteurs. Les ordres de grandeurs des coefficients de transfert de chaleur par convection qu'on rencontre dans les applications industrielles sont donnés dans le tableau (4.1).

Tableau (4.1) : Ordre de grandeurs du coefficient de transfert de chaleur par convection :

Matériaux	$\boldsymbol{h}$ **(w/ºC.m^2)**
Air : Convection naturelle	5-25
Vapeur d'eau surchauffée : convection forcée	25-250
Huiles ; convection forcée	50-1500
Eau ; convection forcée	250-10000
Vapeur d'eau ; condensation	5000-100000

4.3. Calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection:

Il existe plusieurs méthodes pour déterminer le coefficient d'échange de chaleur par convection :

- L'analyse dimensionnelle combinée avec des résultats expérimentaux.
- La recherche de solutions analytiques (le cas relativement simple du régime laminaire) ou numériques (le cas général) des équations générales de conservation.

- La formulation d'analogies entre le transfert de quantité de chaleur et le transfert de quantité de mouvement (le cas du régime turbulent).

La première de ces méthodes permet de traiter la plupart des problèmes pratiques qui peuvent se poser en matière d'échanges convectifs.

4.4. Analyse dimensionnelle:

Le but de l'analyse dimensionnelle est de regrouper les différentes grandeurs physiques qui interviennent dans le processus de convection sous forme de groupements adimensionnels. Ces groupements sont évidemment indépendants du système d'unités, mais également caractéristiques d'un type de problème qui est alors décrit par une ou plusieurs relations portant sur eux.

La méthode d'analyse dimensionnelle qui repose sur le principe de l'homogénéité dimensionnelle des termes d'une équation, est connue sous le nom de théorème de Vaschy-Buckingam ou théorème de des groupements π.

4.5. Convection thermique forcée:

Considérons un fluide en circulation forcée dans une canalisation cylindrique pour lequel on se propose de déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection h relatif au transfert de chaleur fluide-paroi qui correspond à une convection forcée.

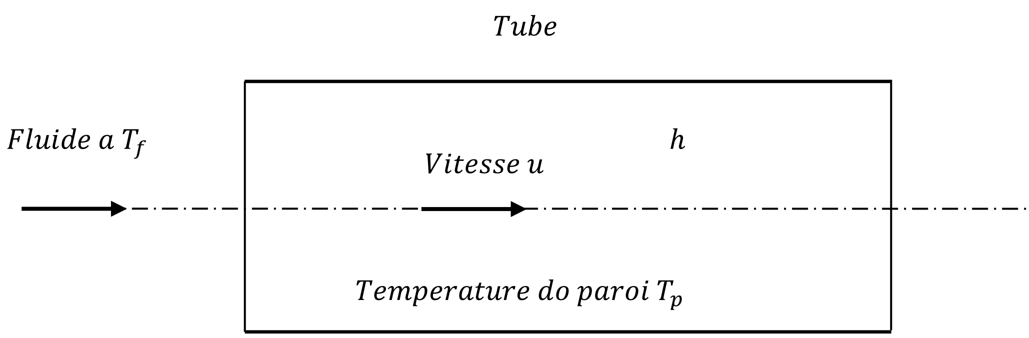

Fig.4.1.Schéma de la configuration étudiée

4.5.1. Détermination des grandeurs physiques:

Il faut déterminer tous les paramètres dont dépend la densité de flux de chaleur q (liée a h par $q' = h\Delta T$), ce sont ;

- Les caractéristiques du fluide : conductivité thermique λ, chaleur massique C_p, masse volumique ρ , et la viscosité dynamique μ.
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse moyenne du fluide u .
- L'écart de température paroi –fluide ΔT.
- La géométrie de la surface d'échange : diamètre de la conduite D.

D'où :$f\left(\lambda, C_p, \rho , \mu, u, D, \Delta T, q'\right) = 0$ (4.2)

4.5.2. Equation dimension de chaque grandeur :

Il faut ensuite écrire l'équation aux dimensions fondamentales M, L, T, θ, Q de chacune des grandeurs, ce qui s'écrit :

$\lambda : \ Q.T^{-1}.L^{-1}.\theta^{-1}$

$C_p : \ Q.M^{-1}.\theta^{-1}$

$\rho : \ M.L^{-3}$

$\mu : \ M.T^{-1}.L^{-1}$

$u : \ L.T^{-1}$

$D : \ L$

$T : \ \theta$

$q' : \ Q.T^{-1}.L^{-2}$

4.5.3. Détermination des groupements :

Il faut maintenant choisir cinq équations de base (toutes les dimensions fondamentales ont été utilisées) de façon à ce que les cinq dimensions fondamentales figurent au moins une fois dans l'ensemble des équations.

Prenons par exemple : λ, ρ , u, D, ΔT , il reste q', C_p et μ.

On écrit alors les trois rapports sans dimension correspondants à ces variables sou la forme :

$$\pi_1 = \frac{q'}{T^{a_1}\lambda^{b_1}\rho^{c_1}D^{d_1}u^{e_1}} \quad (4.4)$$

$$\pi_2 = \frac{C_p}{T^{a_2}\lambda^{b_2}\rho^{c_2}D^{d_2}u^{e_2}} \quad (4.5)$$

$$\pi_3 = \frac{\mu}{T^{a_3}\lambda^{b_3}\rho^{c_3}D^{d_3}u^{e_3}} \quad (4.6)$$

Pour chaque rapport π, on remplace les grandeurs physiques par leurs équations dimensions ce qui donne par exemple π_1 :

$$[\pi_1] = \frac{Q.T^{-1}.L^{-2}}{\theta^{a_1}(Q.T^{-1}.L^{-1}.\theta^{-1})^{b_1}(\,M.L^{-3})^{c_1}L^{d_1}(\,L.T^{-1})^{e_1}} \quad (4.7)$$

Pour chaque dimension fondamentale, on identifie les exposants de puissance entre numérateur et dénominateur relatifs a une même dimension ce qui conduit au système.

(Q): $1 = b_1$

(T): $-1 = b_1 - c_1$

(L): $-2 = b_1 - 3c_1 + d_1 + e_1$

(θ): $0 = a_1 - b_1$

(M): $0 = c_1$

D'où le rapport $\pi_1 = \frac{qD}{\Delta T}$

Et avec $q' = h\Delta T$, π_1 peut s'écrire sous la forme :

$$\pi_1 = \frac{hD}{\lambda} \tag{4.8}$$

On obtient de la même manière :

$$\pi_2 = \frac{\rho u D c_p}{\lambda} \quad \text{et} \quad \pi_3 = \frac{\mu}{\rho D u} \tag{4.9}$$

Donc l'analyse dimensionnelle nous permet d'affirmer que la relation $f\big(\lambda, C_p, \rho, \mu, u, D, \Delta T, q\big) = 0$ de 8 grandeurs physiques peut regrouper dans trois nombres sans dimension π_1 , π_2 et π_3 sous la forme :

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \quad \text{ou} \quad \pi_1 = f(\pi_2, \pi_3) \tag{4.10}$$

4.5.4. Signification physique de ces groupements :

* $\pi_1 = \frac{hD}{\lambda}$ est le nombre de Nusselt, il peut aussi s'écrire : $Nu = \frac{\frac{D}{\lambda}}{\frac{1}{h}}$

C'est donc le rapport de la résistance thermique de la conduction par la résistance thermique de la convection thermique. Il est d'autant plus élevé que la convection est prédominante sur la conduction. Il caractérise le type de transfert de chaleur.

*$\pi_3 = \frac{\mu}{\rho D u} = \frac{1}{Re}$, c'est l'inverse du nombre de Reynolds qui permet d'identifier le régime d'écoulement. Le nombre de Reynolds est rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité dans l'écoulement considéré.

*$\pi_2 = \frac{\rho u D c_p}{\lambda}$, c'est le nombre de Peclet. Ce nombre peut s'écrire sous une autre forme : $Pe = \frac{\rho u D}{\mu}.\frac{c_p \mu}{\lambda}$, il apparait un nouveau nombre sans dimensions $Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$ appelé nombre de Prandtl. Il caractérise les propriétés thermiques du fluide, en mettant en rapport la distribution de vitesse (gouvernée par la viscosité cinématique) et la distribution de température (gouvernée par la diffusivité thermique).

4.5.5. Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

Donc l'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres sans dimensions :

$$Nu = f(Re, \mathrm{Pr}) \qquad (4.11)$$

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

- Calcul des nombres sans dimensions de Reynolds et de Prandtl.
- Suivant la valeur de du nombre de Reynolds Re et la configuration, on fait le choix de la corrélation.
- Calcul le nombre sans dimension Nu par la corrélation choisir.
- Calcul de coefficient d'échange de chaleur par convection, $h = \frac{\lambda.Nu}{D}$ et le flux de chaleur, $q = hS(T_p - T_\infty)$.

4.6. Convection thermique naturelle :

Le transfert de chaleur par convection naturelle est la forme d'échange convectif couramment observée. Si le mouvement du fluide est due uniquement aux différences de densité résultant des gradients de température, sans l'aide d'une pompe ou d'un ventilateur, le mécanisme de transfert de chaleur qui lui est associe est appelé convection naturelle ou libre. La différence de densité crée un écoulement descendant pour le fluide le plus lourd et un écoulement ascendant pour le fluide le plus léger. La convection naturelle est le mécanisme dominant de transfert de chaleur à partir d'un radiateur à vapeur, des murs d'un bâtiment ou d'un corps humain immobile dans une atmosphère calme. Comme les vitesses en convection naturelle demeurent faibles, les échanges sont nettement moins intenses qu'en convection forcée. Il en résulte qu'échanges en convection naturelle et l'échanges par rayonnement sont souvent du même ordre de grandeur.

4.6.1. Flux de chaleur pour la convection naturelle :

Considérons une plaque plane verticale chaude, de température de paroi T_p au contact d'un fluide froid dont la temperature au loin est T_∞ .

Pour les applications pratiques on utilise généralement l'équation de Newton :

$$q = hS(T_p - T_\infty)$$

4.6.2. Application de l'analyse dimensionnelle :

Le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle dépend des grandeurs physiques suivantes :

- Les caractéristiques du fluide : conductivité thermique λ, chaleur massique C_p, masse volumique ρ , et la viscosité dynamique μ, le coefficient de dilatation volumique du fluide a pression constante β et l'accélération de la pesanteur g.
- L'écart de température paroi –fluide ΔT
- La géométrie de la surface d'échange : la plaque est caractérisée par la longueur L.

Pour un corps occupe un volume V à la température T, le coefficient de dilatation volumique β est donne par l'expression :

$$\beta = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_{cte} \qquad (4.12)$$

Dans le cas d'un gaz parfait, l'équation d'état de ce gaz s'écrira pour une masse unité :

$$PV = RT \qquad (4.13)$$

D'où en différentiant a pression P constante :

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_{p=cte} = \frac{1}{P}R$$

Ce qui permet d'obtenir l'expression du coefficient β à pression constante, dans le cas d'un gaz considéré comme parfait :

$$\beta = \frac{1}{PV}R = \frac{1}{T} \qquad (4.14)$$

on prendra la température T du gaz est sa température absolue en Kelvin.

On peut traduire le coefficient de transfert par une relation du type :

$$f\left(\lambda, C_p, \rho , \beta, g, L, \Delta T\right) = 0 \qquad (4.15)$$

Dans le système de dimensions fondamentales M, L, T, θ, Q et par l'application de l'analyse dimensionnelle, cette équation de 8 grandeurs se réduit à une relation de trois nombres adimensionnels:

$$Nu = f(Gr, Pr) \tag{4.16}$$

Avec :

$Nu = \frac{hL}{\lambda}$: Nombre de Nusselt

$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$: Nombre de Prandtl

$Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$:Nombre de Grashof

4.6.3. Signification physique du nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof peut se présenter sous la forme du rapport suivant :

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2 \frac{1}{L^3}} \tag{4.17}$$

On reconnait au numérateur la poussée d'Archimède subie par unité de masse et au dénominateur une force de viscosité par unité de masse.

Le nombre de Grashof est donc le rapport des forces de pesanteur qui agissent pour mettre en mouvement le fluide, aux forces de viscosité qui tendent à amortir ce mouvement. Plus le nombre de Grashof est grand, plus la convection naturelle devient intense.

4.6.4. Corrélations expérimentales :

Les relations rendant compte des études expérimentales de transfert thermique en convection naturelle sont généralement de la forme :

$$Nu = C(Gr.Pr)^n \tag{4.18}$$

Ou ;

$$Nu = C(Ra)^n \tag{4.19}$$

Ra : est appelé le nombre de Rayleigh.

Les nombres physiques intervenant dans les Nombres de Grashof et de Prandtl doivent être calculés pour la température moyenne $\frac{T_p+T_\infty}{2}$

L'exposant n prendra les valeurs suivantes ;

- n = 1/4 pour le régime laminaire.
- n = 1/3 pour le régime turbulent.

La valeur du coefficient C dépend du régime de la convection ainsi que de la géométrie et de l'inclinaison de la paroi. Les valeurs du coefficient C sont donnés dans le tableau (4.2) :

Tableau (4.2) : Valeurs du coefficient C pour les régimes laminaire et turbulent en fonction d**es gé**ométries de paroi.

Géométrie et orientation de la paroi	**Dimension caractéristique L**	**C Régime laminaire**	**C Régime turbulent**
Plaque verticale	Hauteur	0.59 (10^4< Ra <10^9)	0.13 (10^9< Ra <10^{13})
Cylindre horizontal	Diamètre extérieur	0.53 (10^3< Ra <10^9)	0.10 (10^9< Ra <10^{13})
Plaque horizontale chauffant vers le haut	Largeur	0.54 (10^5< Ra <2.10^7)	0.14 (2.10^7< Ra <3.10^{10})
Plaque horizontale chauffant vers le bas	Largeur	0.27 (3.10^5 <Ra <3.10^{10})	0.07 (3.10^{10} <Ra <10^{13})

4.6.5. 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 des nombres sans dimensions de Grashof et de Prandtl.
- Suivant la valeur de nombre de Rayleigh et la configuration, on fait le choix des coefficients n et c.
- Calcul le nombre sans dimension Nu par l'équation (4.18).
- Calcul de coefficient d'échange de chaleur par convection, $h = \frac{\lambda.Nu}{L}$ et le flux de chaleur $q = hS(T_p - T_\infty)$.