

## Chapitre III. Convection thermique

### III.1. Introduction

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

L'équilibre thermique qui se réalise entre deux corps de températures différentes est dû à un échange de chaleur entre ces deux corps. Le sens commun permet de constater que la température finale dépend non seulement des températures initiales mais aussi de la masse des deux corps en contact ainsi que de leur nature.

Les transferts thermiques font partie des sciences de base, peu de domaines industriels où la thermique ne joue un rôle petit ou grand. Le chercheur, au minimum, doit donc en connaître les principes fondamentaux, être capable d'évaluer leur importance dans un problème particulier et dégager les ordres de grandeur par une modélisation simple.

Le transfert de chaleur est généralement régi par trois modes : La conduction, la convection et le rayonnement. Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse sont dits transferts de chaleur par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides dans lesquels il est généralement prépondérant.

La convection est un mode de transfert de chaleur où celle-ci est advectée (transportée, conduite) par au moins un fluide. Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue : la convection libre ou naturelle, La convection forcée. L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

La convection c'est un transfert qui résulte d'un mouvement d'ensemble du matériau le supportant. La convection a donc lieu dans les fluides (gaz ou liquides). Elle est souvent

caractéristique de l'échange à la frontière entre un solide et un fluide et est donc très liée à l'écoulement fluide mais aussi aux géométries d'échange et aux états de surface si un solide intervient. Il convient de distinguer la convection forcée dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieur (pompe, ventilateur, etc.) de la convection naturelle dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement (variation de masse volumique associée à une variation de température par exemple).

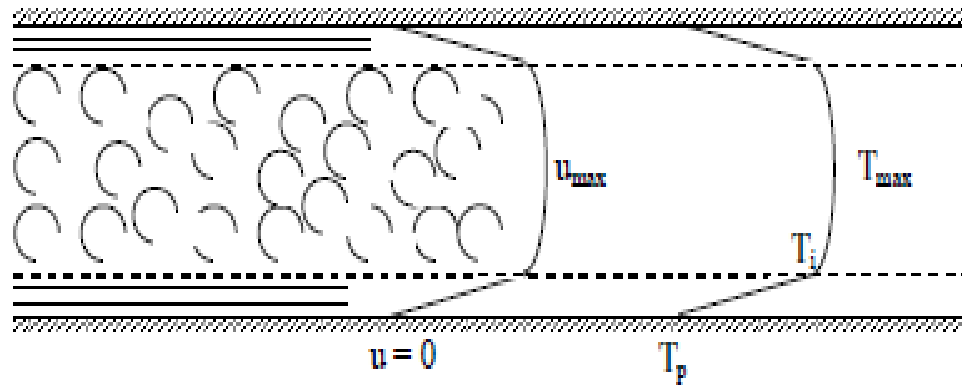
### III.2. Types de convection

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

- ✓ **Convection libre ou naturelle (Convection libre)** : le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures).
- ✓ **Convection forcée** : le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de Température.

### III.3. Expression du flux thermique (Analogie de Reynolds)

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduit à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude schématisée sur la figure III.1. Cette similitude sera démontrée plus loin dans le cas d'un écoulement sur une plaque plane chauffée.



**Figure III.1.** Représentation de l'analogie de Reynolds dans le cas d'un écoulement turbulent dans un tube.

Quelques soit le type de convection (libre ou forcée) et quelques soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur  $\Phi$  est donné par la relation dite loi de Newton:

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_p - T_f) \quad (\text{III.1})$$

Avec :

$\Phi$  : Flux de chaleur transféré (W)

$S$  : Surface traversée ( $\text{m}^2$ )

$T_p$  : Température de la paroi (K)

$T_f$  : Température moyenne du fluide (K)

$h$  : Coefficient moyen de transfert convectif ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )

**Remarque :** La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$  est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

Le tableau III.1 donne l'ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection pour différentes configurations.

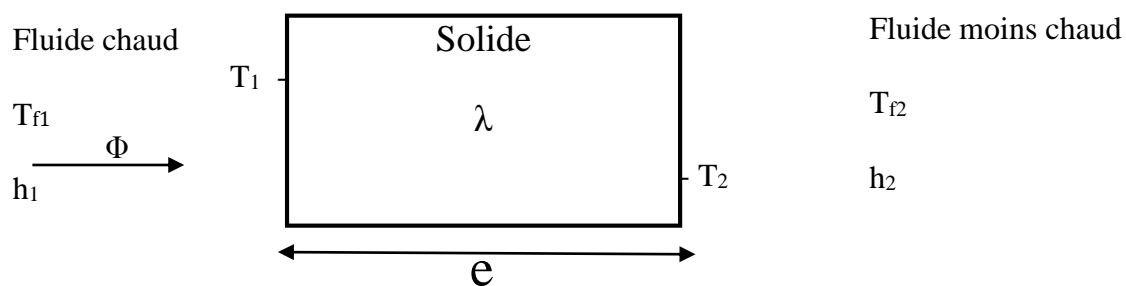
**Tableau III.1.** Ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection.

Configuration	$h$ (W/m <sup>2</sup> °C)
<b>Convection naturelle</b>	
Dans un gaz	2 – 10
Dans un liquide	100 - 1000
<b>Convection forcée</b>	
Avec un gaz	10 – 200
Avec un liquide	100 - 5000
<b>Ebullition de l'eau</b>	
Dans un récipient	2500 – 35000
En écoulement dans un tube	5000 - 100000
<b>Condensation de l'eau sous 1 atm</b>	
Sur une surface verticale	1000 – 11000
A l'extérieur de tubes horizontaux	10000 - 25000

### III.4. Application de la loi de Newton

#### III.4.1. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane.

Le transfert de chaleur d'un fluide à un autre fluide au travers d'une paroi solide est le phénomène le plus fréquemment rencontré dans l'industrie. La transmission de chaleur se fait à la fois par la convection à l'intérieur des fluides et par conduction au travers de la paroi solide séparant les deux fluides.

**Figure III.2.** Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface plane.

$\Phi$  : constant,  $T_{f1} > T_1 > T_2 > T_{f2}$

$$\Phi = h_1 \cdot S \cdot (T_{f1} - T_1)$$

Convection (1)

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e}{\lambda \cdot S}}$$

Conduction (2)

$$\Phi = h_2 \cdot S \cdot (T_2 - T_{f2})$$

Convection (3)

$$(1) \Leftrightarrow (T_{f1} - T_1) = \frac{\Phi}{h_1 \cdot S}$$

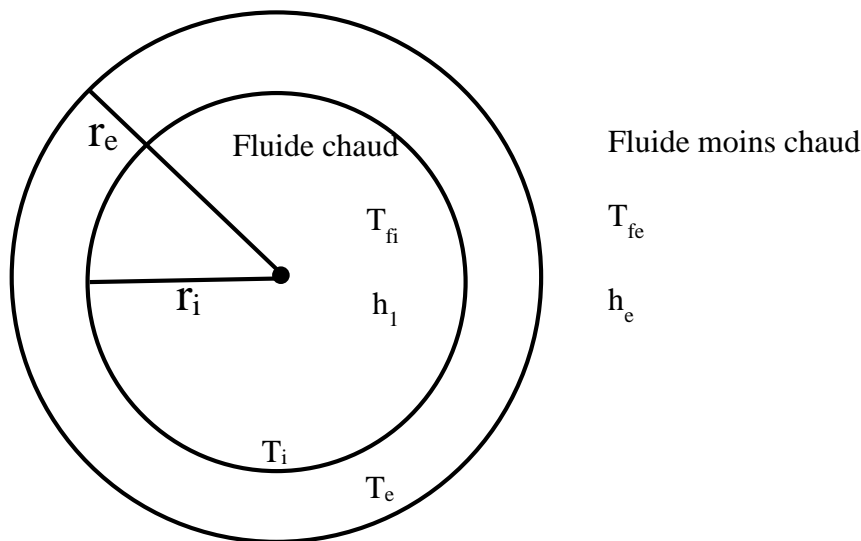
$$(2) \Leftrightarrow (T_1 - T_2) = \Phi \cdot \frac{e}{\lambda \cdot S}$$

$$(3) \Leftrightarrow (T_2 - T_{f2}) = \frac{\Phi}{h_2 \cdot S}$$

On fait la somme des températures

$$T_{f1} - T_{f2} = \Phi \left[ \frac{1}{h_1 \cdot S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{1}{h_2 \cdot S} \right] \Rightarrow \Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 \cdot S} + \frac{e}{\lambda \cdot S} + \frac{1}{h_2 \cdot S}} \Rightarrow \Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{thg}} \quad (III.2)$$

### III.4.2. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique



**Figure III.3.** Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface cylindrique.

$\Phi = \text{Constant}$ , i : intérieur, e : extérieur

$$T_{fi} > T_i > T_e > T_{fe}$$

$$\Phi = h_i \cdot S_i \cdot (T_{fi} - T_i) \quad \text{Convection (1)}$$

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi\lambda l}} \quad \text{Conduction (2)}$$

$$\Phi = h_e \cdot S_e \cdot (T_e - T_{fe}) \quad \text{Convection (3)}$$

$$(1) \Leftrightarrow (T_{fi} - T_i) = \frac{\Phi}{h_i S_i} = \frac{\Phi}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} \quad \text{avec } S_i = 2\pi r_i \cdot l$$

$$(2) \Leftrightarrow T_i - T_e = \Phi \cdot \left[ \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} \right]$$

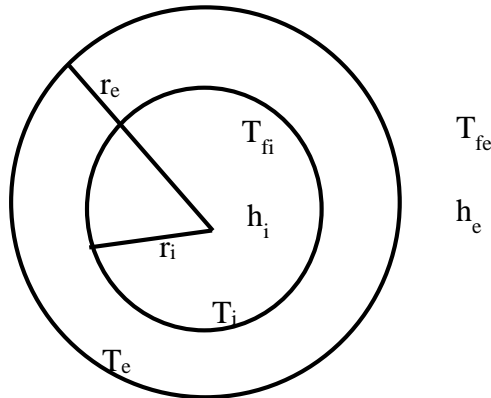
$$(3) \Leftrightarrow T_e - T_{fe} = \frac{\Phi}{h_e \cdot S_e} = \frac{\Phi}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l} \quad \text{avec } S_e = 2\pi r_e \cdot l$$

On fait la somme des températures

$$T_{fi} - T_{fe} = \Phi \left[ \frac{1}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l} \right], \text{ donc :}$$

$$\Phi = \frac{T_{fi} - T_{fe}}{\frac{1}{h_i \cdot 2\pi r_i \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 2\pi r_e \cdot l}} \quad (\text{III.3})$$

### III.4.3. Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique



**Figure III.4.** Echange thermique entre deux milieux fluides séparés par une surface sphérique.

$$T_{fi} > T_i > T_e > T_{fe}$$

$$\Phi = \text{constant}$$

$$\Phi = h_i \cdot S_i \cdot (T_{fi} - T_i) = h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2 \cdot (T_{fi} - T_i) \quad \text{Convection (1)}$$

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi \lambda}} \quad \text{Conduction (2)}$$

$$\Phi = h_e \cdot S_e \cdot (T_e - T_{fe}) = h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2 \cdot (T_i - T_{fe}) \quad \text{Convection (3)}$$

$$(1) \Leftrightarrow T_{fi} - T_i = \frac{\Phi}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2}$$

$$(2) \Leftrightarrow T_i - T_e = \Phi \cdot \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda}$$

$$(3) \Leftrightarrow T_e - T_{fe} = \frac{\Phi}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2}$$

On fait la somme des températures

$$T_{fi} - T_{fe} = \Phi \left[ \frac{1}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2} + \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2} \right], \text{ donc :}$$

$$\Phi = \frac{T_{fi} - T_{fe}}{\frac{1}{h_i \cdot 4\pi \cdot r_i^2} + \frac{\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}}{4\pi\lambda} + \frac{1}{h_e \cdot 4\pi \cdot r_e^2}} \quad (\text{III.4})$$

### III.5. Détermination du coefficient thermique de convection (h)

Le problème de la convection est en fait de déterminer ce coefficient en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des changements d'état du fluide, ce qui implique la résolution des équations différentielles qui sont généralement difficile à résoudre théoriquement, ce qui conduit à la nécessité de définir des corrélations en utilisant des paramètres adimensionnelles (nombres sans dimensions).

- ✓ Nombre de Reynolds, compare les forces d'inertie et les forces visqueuses

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (\text{III.5})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho : \text{masse volumique du fluide (kg/m}^3\text{)} \\ V : \text{vitesse d'écoulement du fluide (m/s)} \\ D : \text{Dimension caractéristique (m)} \\ \mu : \text{viscosité dynamique du fluide (pa. S : poiseuille)} \end{array} \right.$$

- ✓ Nombre de Prandtl, compare la diffusion de masse devant la diffusion thermique

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu : \text{viscosité dynamique du fluide (Kg/m. s)} \\ c_p : \text{Chaleur massique du fluide (J/kg. } ^\circ\text{C)} \\ \lambda : \text{Conductivité thermique du fluide (W/m. } ^\circ\text{C)} \end{array} \right.$$

Le nombre de Prandtl est une propriété physique du fluide. Le tableau III.2 donne quelques ordres de grandeur du nombre de Prandtl pour divers fluides. Pour les liquides, le nombre de Prandtl varie beaucoup avec la température.

**Tableau III.2. Valeurs du nombre de Prandtl pour différents fluides**

Fluide	Métaux liquides	Air	Eau	Huiles
Prandtl	$10^{-2}$	0.7	7	$10^2$

Les métaux liquides utilisés dans les centrales nucléaires ont une diffusivité thermique très élevée et en conséquence un nombre de Prandtl très faible. Les huiles au contraire ont une viscosité dynamique forte et un nombre de Prandtl élevé. Ces deux fluides ainsi que l'eau s'éloignent des conditions d'analogie. D'autre part, il faut être rigoureux dans la construction des équations modèles correspondant aux deux cas extrêmes en particulier pour le terme de dissipation visqueuse qui peut ne plus être négligeable. Le nombre de Prandtl de la majorité des gaz est voisin de un.

- ✓ Nombre de Nusselt, compare le transfert par convection devant le transfert par conduction dans le fluide. Il est proportionnel au coefficient d'échange et il est d'autant plus élevé que le transfert par convection est important.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (\text{III.7})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} h : \text{coefficient thermique de convection (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \\ D : \text{Dimension caractéristique (m)} \\ \lambda : \text{Conductivité thermique du fluide (W/m. } ^\circ\text{C)} \end{array} \right.$$



- ✓ Nombre de Peckel, compare le transfert par diffusion et par convection dans le fluide

$$P_e = R_e \cdot P_r = \frac{u \cdot L}{\alpha_f} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu : \text{viscosité dynamique du fluide (Kg/m. s)} \\ L : \text{Distance (m)} \\ \alpha_f : \text{Diffusivité thermique du fluide.} \end{array} \right.$$

- ✓ Nombre de Grashof compare les forces visqueuses devant les forces de gravité. Il caractérise les mouvements occasionnés dans le fluide par les gradients thermiques. Ce nombre joue en conséquence un rôle comparable à celui tenu par le nombre de Reynolds en convection forcée.

$$G_r = \rho^2 \cdot g \cdot B (T_p - T_f) \frac{D^3}{\mu^2} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho : \text{masse volumique du fluide} \\ g : \text{accélération de la pesanteur (9,81 m/s}^2\text{)} \\ B : \text{coefficient de dilatation thermique} \\ T_p : \text{Température de la paroi} \\ T_f : \text{Température de fluide} \\ D : \text{Dimension caractéristique de la géométrie.} \\ \mu : \text{viscosité dynamique} \end{array} \right.$$

Dans les corrélations expérimentales pour la convection naturelle, nous allons souvent rencontrer le produit des nombres de Grashof et de Prandtl. Ce produit est appelé le nombre de Rayleigh :

$$R_a = G_r \cdot P_r \quad (\text{III.10})$$

### Méthode pratique de calcul de h

Avant de procéder au calcul de h il faut bien savoir :

- ✓ Si le fluide est liquide ou gaz
- ✓ L'intervalle de température du fluide
- ✓ S'il s'agit d'une convection naturelle ou forcée

- ✓ Si le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent (Calculer  $Re$  et le comparer à  $Re_c$  : si  $Re < Re_c$  le régime est dit laminaire et si  $Re > Re_c$  le régime est dit turbulent)
- ✓ Si le fluide est en contact avec une surface plane, circule entre deux surfaces planes ou circule dans un tube, etc.
- ✓ Utiliser l'une des formules empiriques données ci-dessous pour déterminer  $h$

### III.6. Principales corrélations en convection

Les principales formules utilisées pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur en convection sont résumés comme suit :

#### III.6.1. Ecoulement plan (écoulement le long d'une plaque plane)

##### A. Convection forcée

- ✓ Régime laminaire :  $Re < 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,628 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (III.11)$$

- ✓ Régime turbulent :  $Re > 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,035 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (III.12)$$

##### B. Convection naturelle

- ✓  $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (III.13)$$

- ✓  $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{13}$

$$Nu = 0,021 \cdot (Gr \cdot Pr)^{2/5} \quad (III.14)$$

#### III.6.2. Ecoulement tubulaire

##### A. Convection forcée

Généralement le régime est turbulent :  $6 \cdot 10^3 < Re < 10^7$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad (III.15)$$

$n = 0.4$  en cas de chauffage ( $T_{\text{fluide}} < T_{\text{paroi}}$ ) et  $n = 0.3$  en cas de refroidissement ( $T_{\text{fluide}} > T_{\text{paroi}}$ )

**B. Convection naturelle****B.1. Cylindres verticaux**✓ Pour  $10^4 < G_r \cdot P_r < 10^9$ 

$$N_u = 0,59 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/4} \quad (\text{III.16})$$

✓ Pour  $10^9 < G_r \cdot P_r < 10^{13}$ 

$$N_u = 0,021 \cdot (G_r \cdot P_r)^{2/5} \quad (\text{III.17})$$

**B.2. Cylindres horizontaux**✓ Pour  $10^{-10} < G_r \cdot P_r < 10^{-2}$ 

$$N_u = 0,675 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0.058} \quad (\text{III.18})$$

✓ Pour  $10^{-2} < G_r \cdot P_r < 10^2$ 

$$N_u = 1.02 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0.148} \quad (\text{III.19})$$

✓ Pour  $10^2 < G_r \cdot P_r < 10^4$ 

$$N_u = 0,85 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0.188} \quad (\text{III.20})$$

✓ Pour  $10^4 < G_r \cdot P_r < 10^7$ 

$$N_u = 0,48 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/4} \quad (\text{III.21})$$

✓ Pour  $10^7 < G_r \cdot P_r < 10^{12}$ 

$$N_u = 0,125 \cdot (G_r \cdot P_r)^{1/3} \quad (\text{III.22})$$

**III.7. Domaines d'application**

Les domaines d'applications des transferts de chaleur par convection sont variés et à différentes échelles spatiales. Aux grandes échelles, par exemple, on peut citer la prédiction météorologique, le climat et la circulation océanique. A plus petites échelles cela concerne de nombreuses applications industrielles comme le refroidissement dans les centrales nucléaires, des aubages de turbine ou des micro-processeurs, le dimensionnement des échangeurs de chaleur, le dégivrage des entrées d'air de réacteur. Des applications domestiques comme le

confort thermique, les déperditions d'un double vitrage, le conditionnement d'air ou le tirage d'une cheminée sont aussi concernées.

### III.8. Conclusion

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et de mouvement du fluide (liquide ou gaz). Le transport de chaleur par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacent. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules et transférer une partie de leur énergie.

On distingue deux types de convection : convection forcée due à l'action d'une pompe, ventilateur, etc. et convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles même provoquées par des différences de température.

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. Elle est décrite par la loi de Newton. La méthode utilisant l'analyse dimensionnelle est la méthode la plus facile dans sa mise en œuvre pour déterminer l'expression du coefficient de convection. Cette analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimension très utiles dans phénomènes convectifs. Ces nombres sont en particulier le nombre de Reynolds, nombre de Prandtl, nombre de Nusselt et nombre de Grashof.