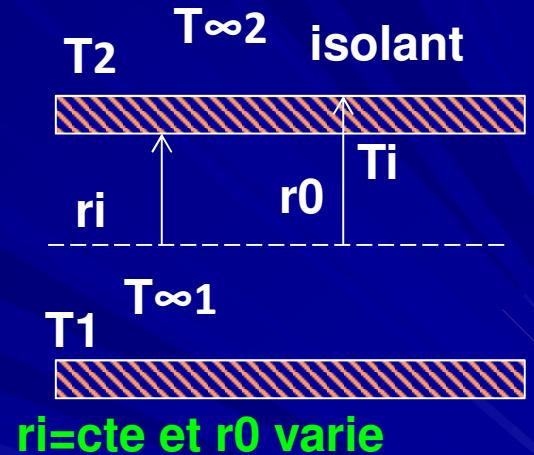


## VI- Épaisseur critique d'isolation

- La gaine doit être telle que la dissipation de la chaleur est maximale.
- **Rappel:** Le **taux de chaleur dissipé** depuis le fil vers l'extérieur est:

$$Q = \frac{T_i - T_\infty}{\frac{\ln(\frac{r_0}{r_i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_2 2\pi r_0 L}}$$



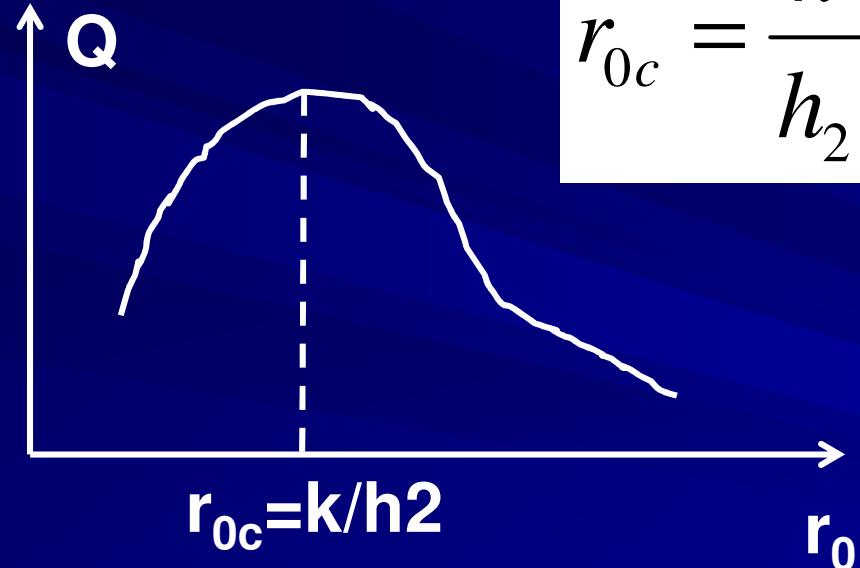
- **Quelle est l'épaisseur** ( $r_0 - r_i$ ) pour laquelle la dissipation est maximale?
- Elle correspond à la solution de:

$$\frac{dQ}{dr_0} = 0$$

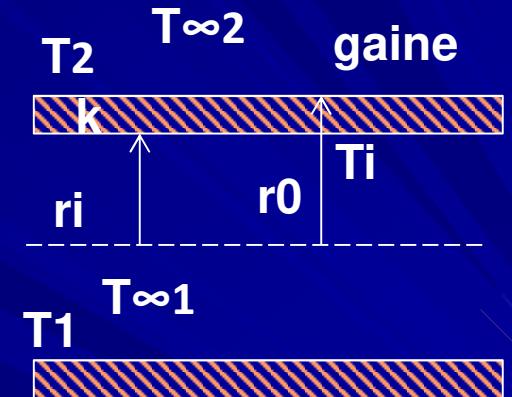
# VI- Épaisseur critique d'isolation

- Le  $r_{0c}$  solution de l'équation

$$\frac{dQ}{dr_0} = 0$$



$$r_{0c} = \frac{k}{h^2}$$



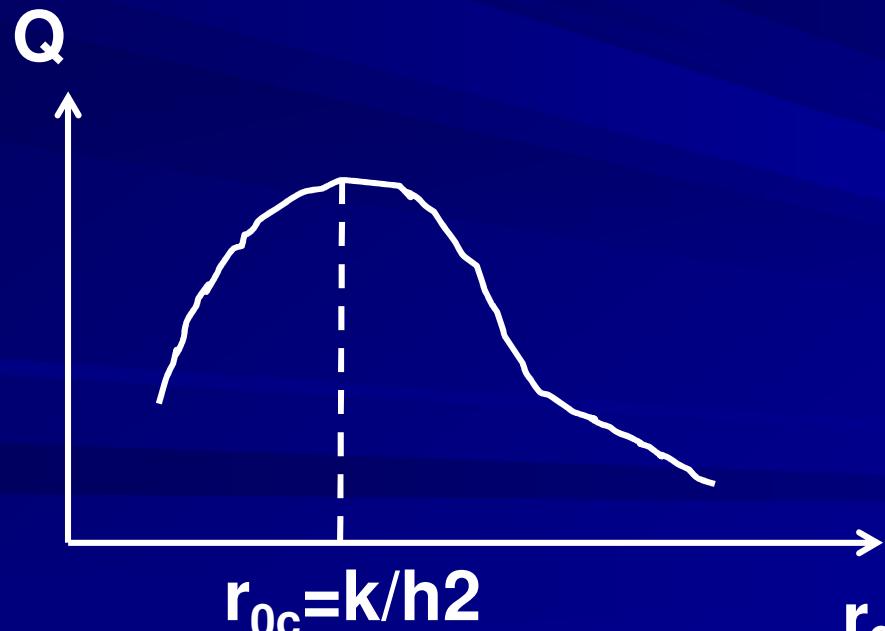
- **k:** conductivité thermique de l'isolant
- **h:** coefficient de convection à la surface extérieure.

# VI- Épaisseur critique d'isolation

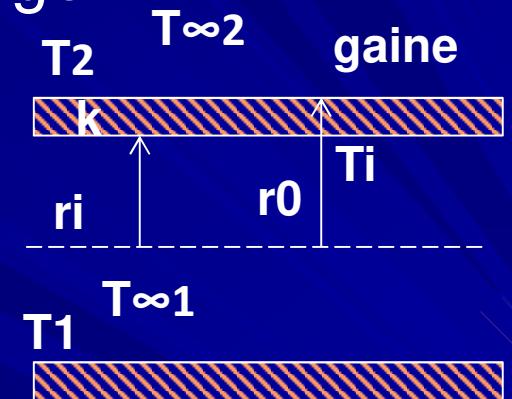
■ **Exemple:**  $r_{0c}=k/h^2=$

$$\frac{0.05 \text{ W/m} \cdot {}^\circ\text{C}}{5 \text{ W/m}^2 \cdot {}^\circ\text{C}} = 0.01 \text{ m} = 1 \text{ cm}$$

- Si  $r_0 < r_{0c} = 10 \text{ mm} \rightarrow$  l'isolant favorise l'évacuation ( $Q \nearrow$ )
- Si  $r_0 > r_{0c} = 10 \text{ mm} \rightarrow$  l'isolant freine l'échange



$$r_{0c} = k/h^2$$



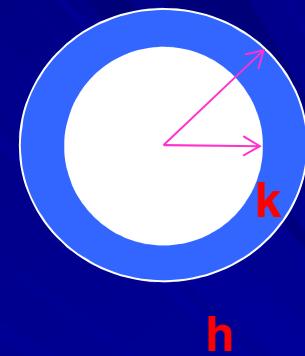
## VI- Épaisseur critique d'isolation

- Cette valeur serait encore plus petite lorsque les effets du rayonnement seraient pris en compte.
- Le rayon critique serait beaucoup moins important en convection forcée, souvent inférieur à 1 mm, en raison de valeurs  $h$  beaucoup plus grandes associées à la convection forcée.
- Par conséquent, nous pouvons isoler librement les conduites d'eau chaude ou de vapeur sans craindre d'augmenter le transfert de chaleur en isolant les conduites.
- Le rayon des fils électriques peut être inférieur au rayon critique. Par conséquent, l'isolation électrique en plastique peut réellement améliorer le transfert de chaleur des fils électriques et ainsi maintenir leurs températures de fonctionnement stables à des niveaux plus bas et donc plus sûrs.

# VI- Épaisseur critique d'isolation

- Pour une **sphère** le  $r_{0c}$  est aussi solution

$$\frac{dQ}{dr_0} = 0 \rightarrow r_{0c} = \frac{2k}{h}$$



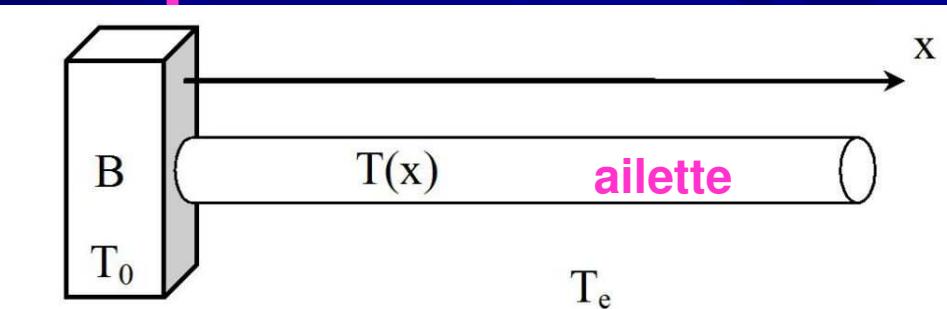
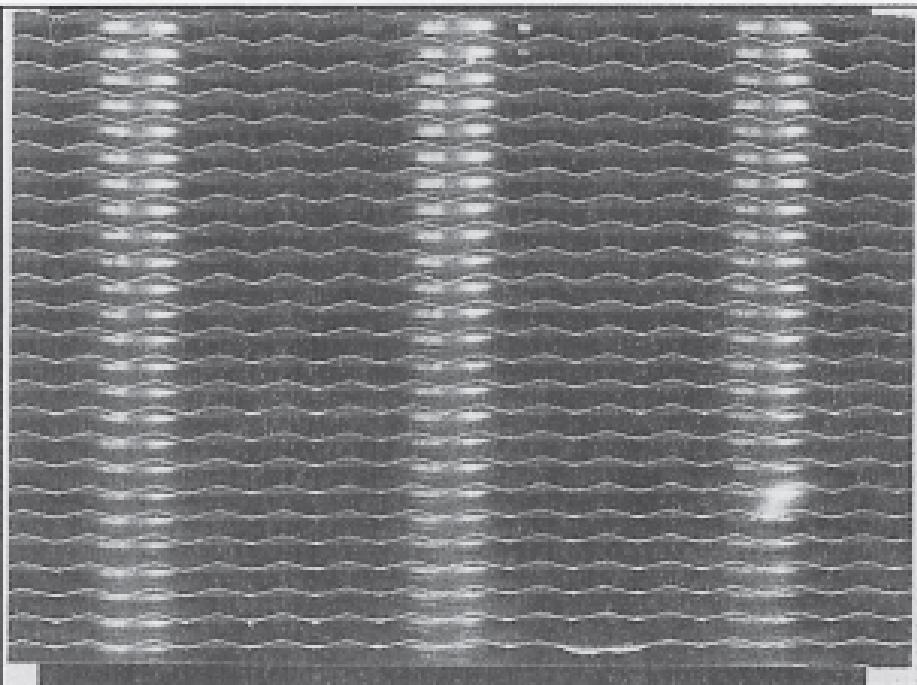
- **k**:conductivité thermique de l'isolant
- **h** le coefficient de transfert de chaleur par convection sur la surface extérieure.

## VII- étude des ailettes

### ■ Ailette?

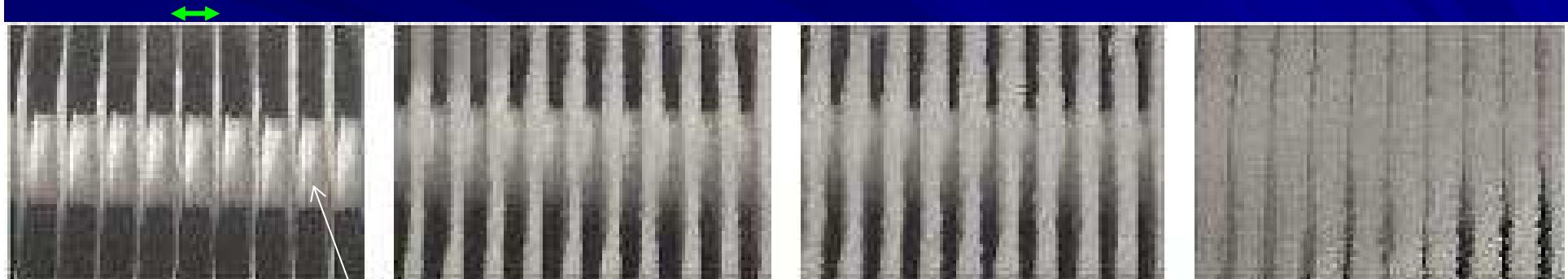
$$Q = hA\Delta T$$

- Afin **d'accentuer** le transfert de chaleur d'une surface à la température **T<sub>0</sub>**, on attache à cette surface des **corps métallique minces** appelés **ailettes** (fin).



# Ailettes

le pas ou l'espace entre les ailettes **dépend** de  
**l'application** dans laquelle on utiliserait l'évaporateur.  
Ainsi



tube

# Ailettes

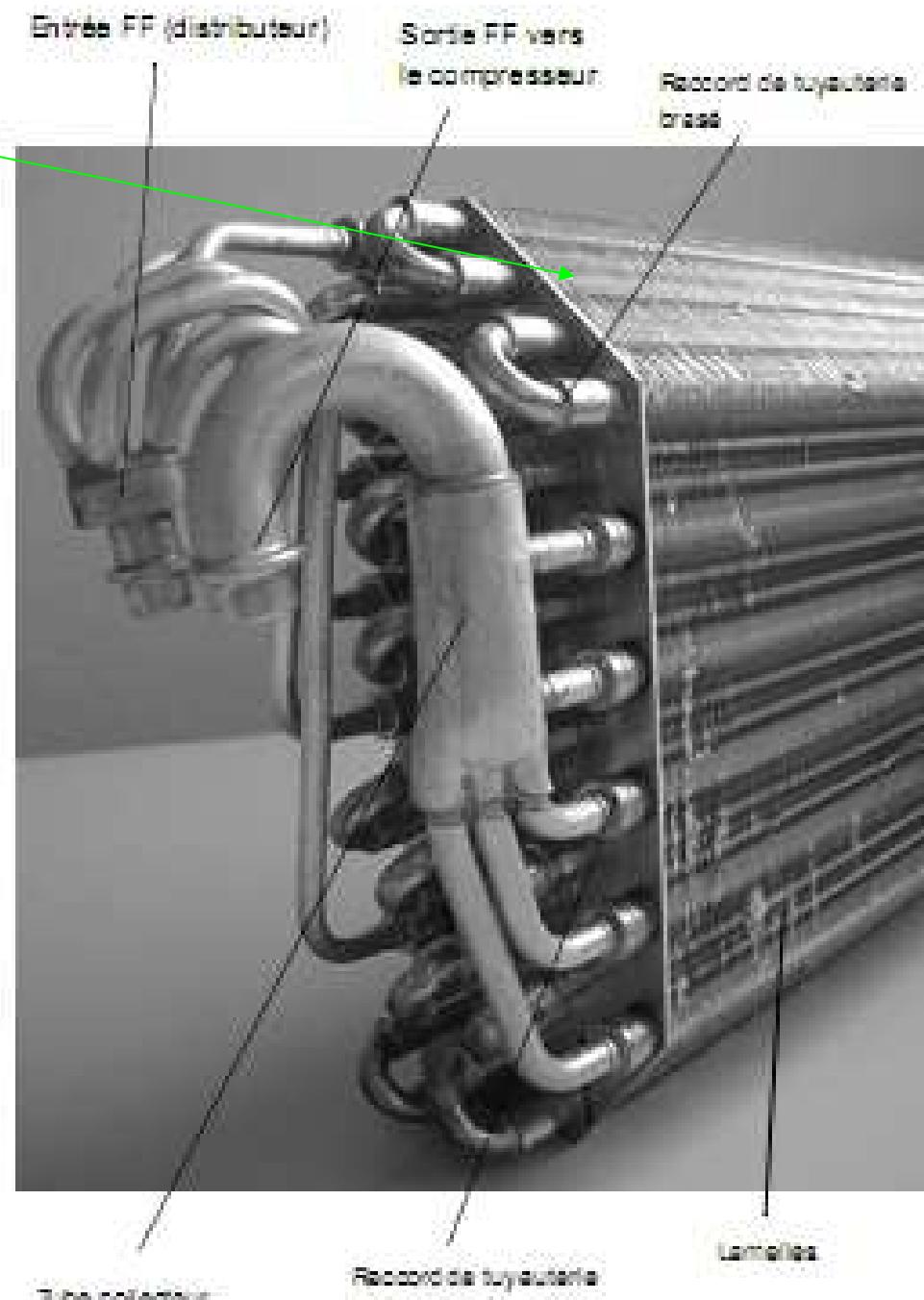
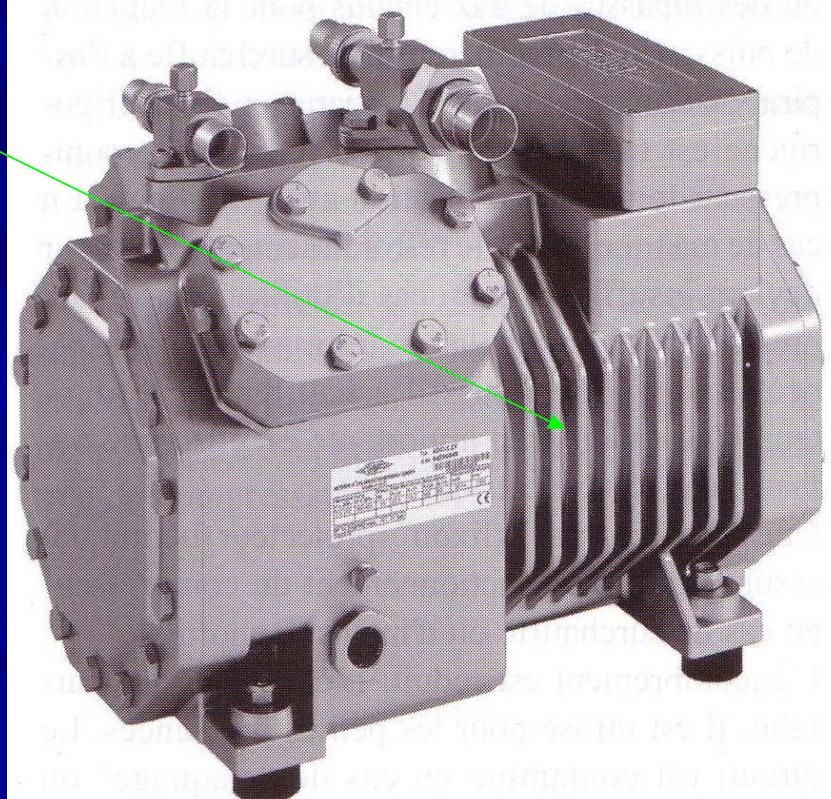
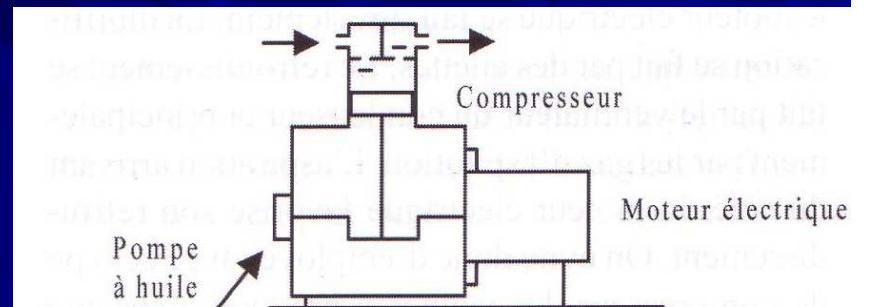


Fig. 4-34. Évaporateurs à lamelles

# Ailettes

- Les ailettes permettent de refroidir davantage le compresseur



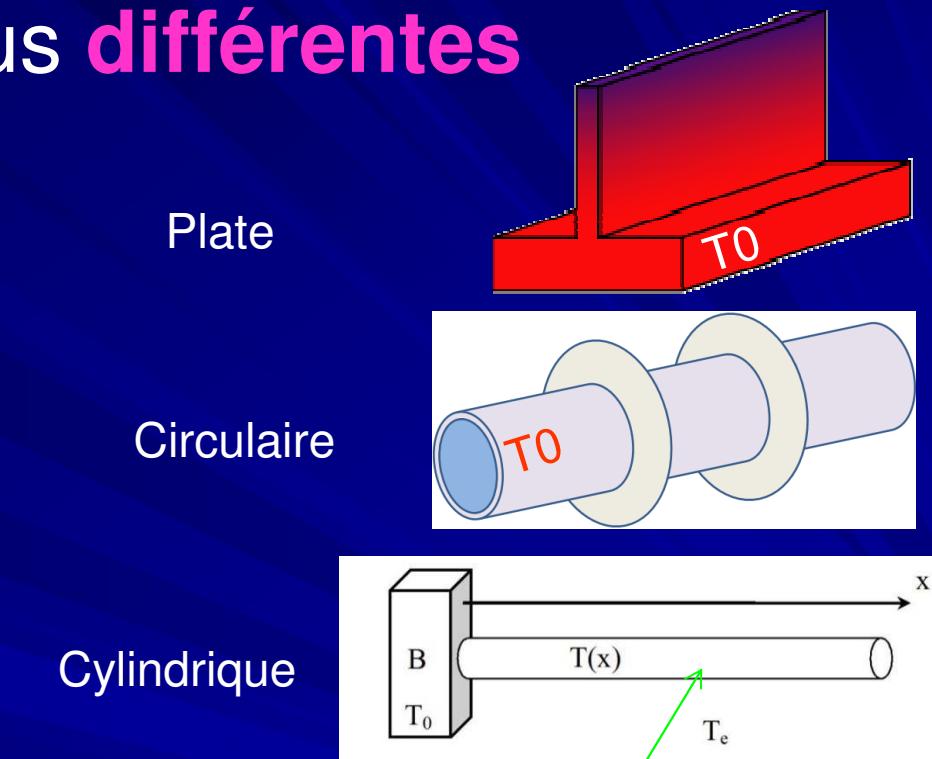
TC\_Ing\_UIC\_Casa

Doc. BITZER

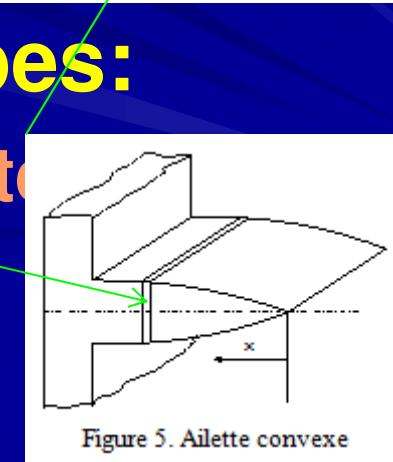
# VII- étude des ailettes

- Les **ailettes** existent sous **différentes géométriques**:

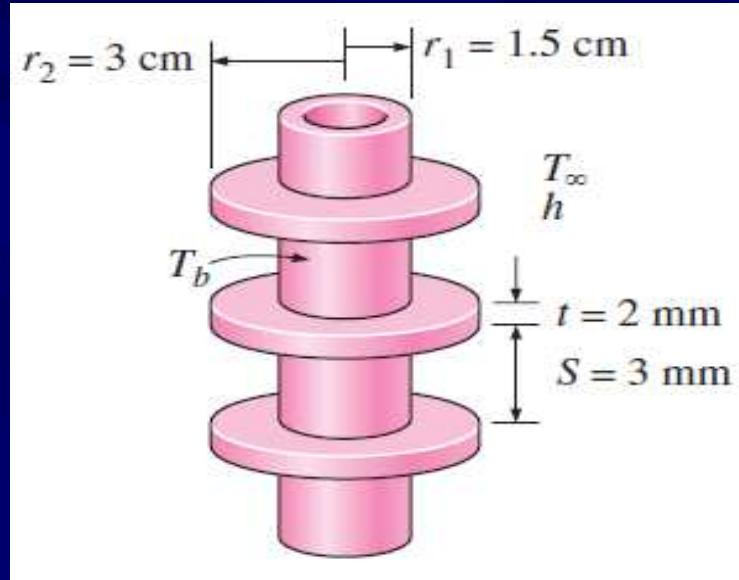
- **plates**;
- **circulaires**;
- **cylindriques**;
- **coniques** ...



- Les ailettes sont classées en **deux types**:
- Ailettes à **section transversale constante**
- Ailette à **section transversale variable**



# Echangeurs de la chaleur



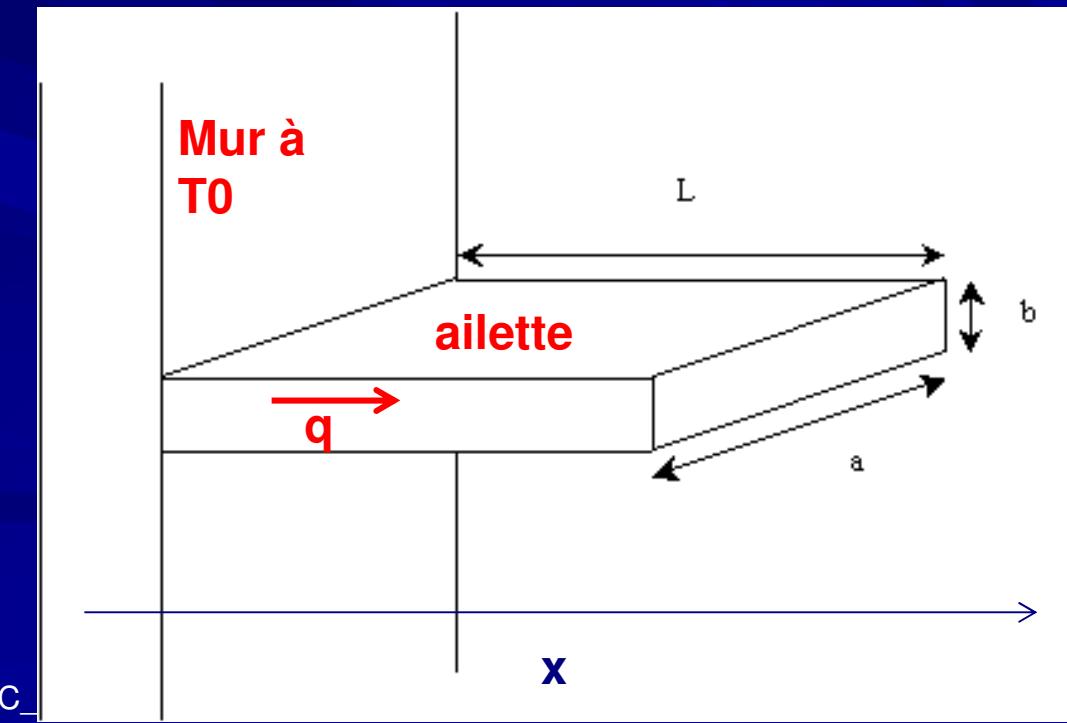
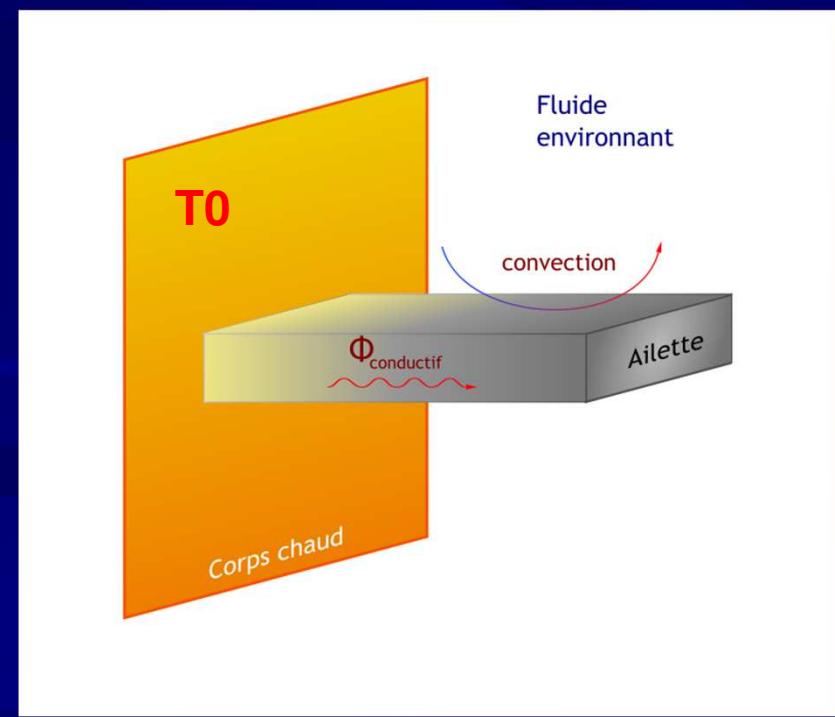
Ailettes circulaires



Ailettes rectangulaires

# Etude d'une ailette à section constante

- Considérons un mur à la température  $T_0$ , auquel on attache une ailette dont la section transversale est constante ( $a \times b$ ).
- La chaleur se propage selon l'axe  $x$
- Quelle est :



# Ailettes à section constante

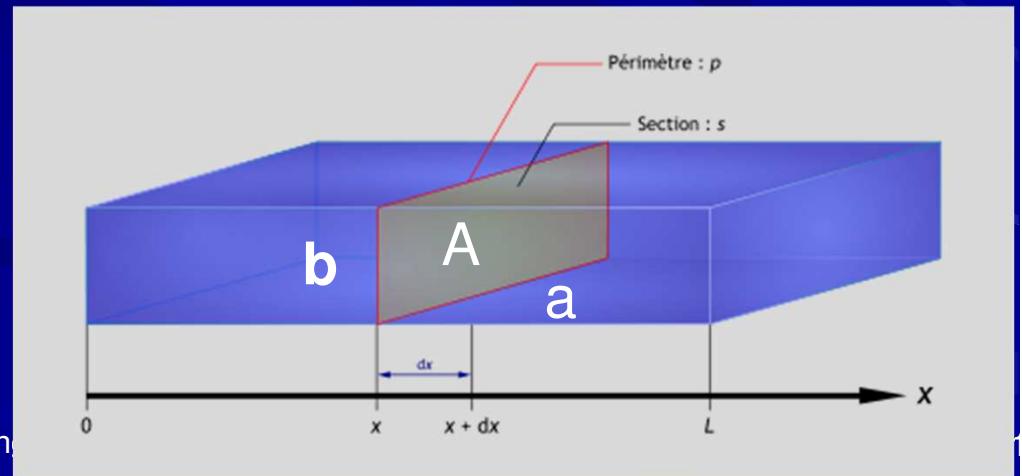
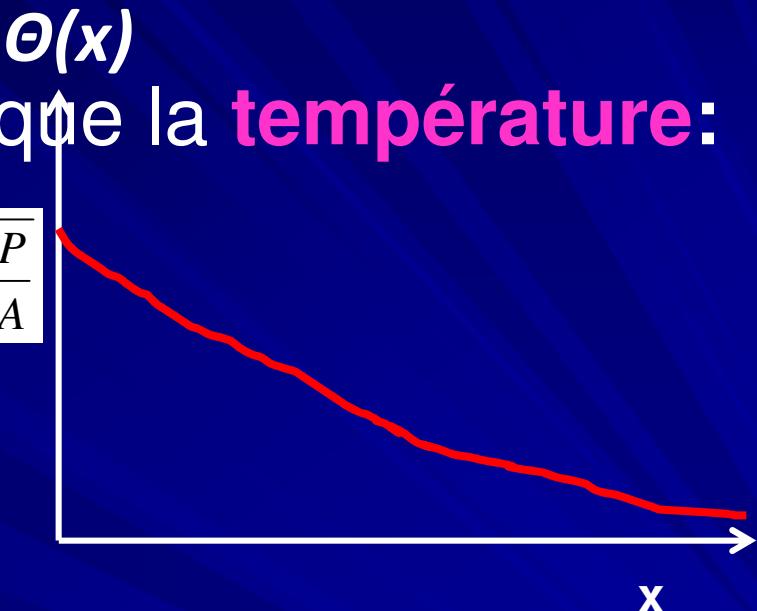
- On a alors, **on peut montrer** que la **température**:

$$T(x) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty}) e^{-mx} \quad \text{avec } m = \sqrt{\frac{hP}{kA}}$$

- La puissance **évacuée**:

$$Q_{ailette} = (T_0 - T_{\infty}) \sqrt{h P k A}$$

- avec
- Section: **A=a\*b**
- Périmètre **P=2(a+b)**

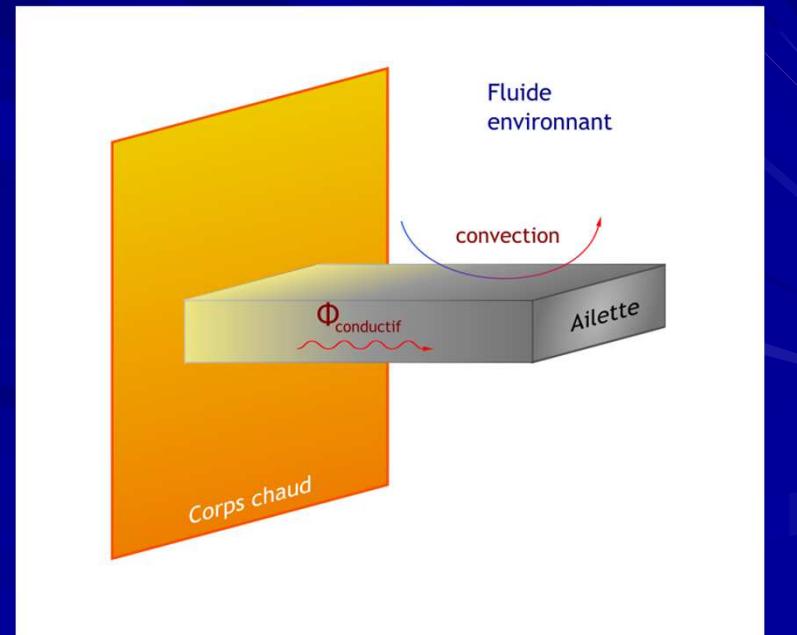


## 2- efficacité de l'ailette

- L'efficacité de l'ailette est définie comme le rapport de:
  - la puissance thermique réellement évacuée par l'ailette
  - à celle évacuée par une ailette idéale

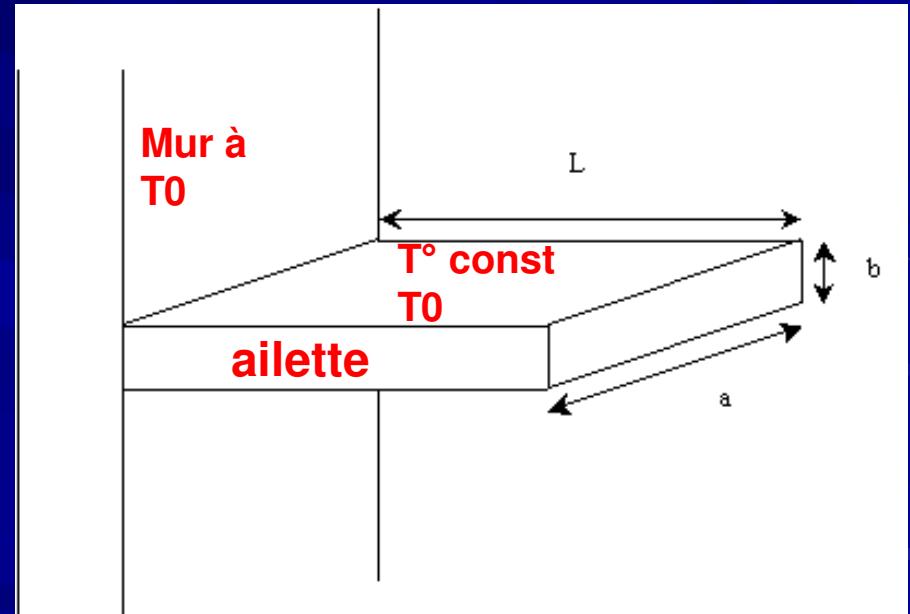
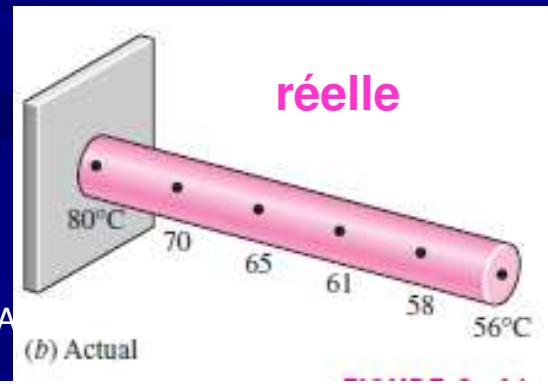
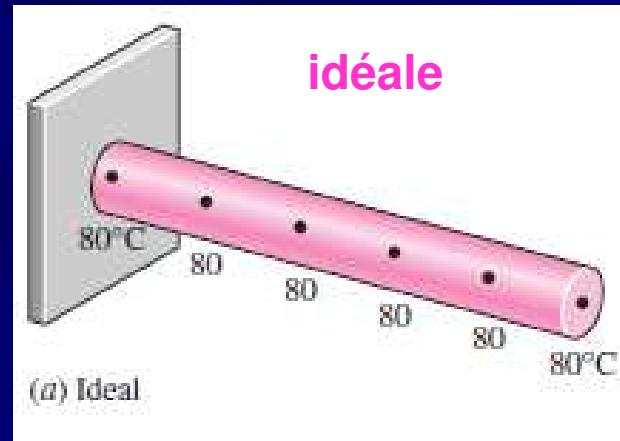
$$\eta = \frac{Q_{ailette}}{Q_{idéale}}$$

- Une ailette idéale?



## 2- efficacité de l'ailette

- Une **ailette idéale** est une ailette dont la température est constante et a pour valeur celle du mur ( $T_0$ )

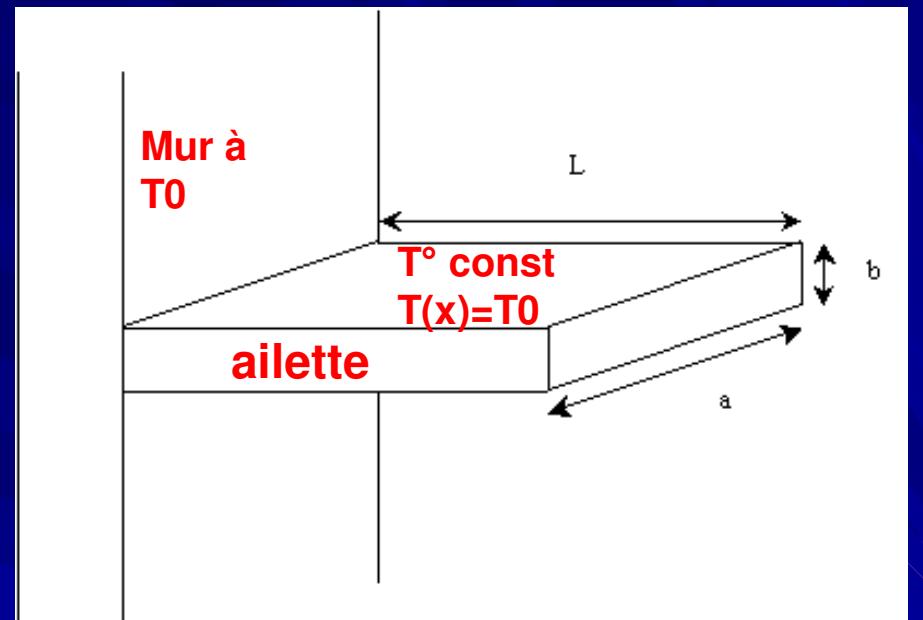


## 2- efficacité de l'ailette

■  $Q_{ideale}$  ?

L'ailette idéale **évacue**:

$$Q_{f,ideal} = h PL(T_0 - T_\infty)$$



## 2- efficacité de l'ailette

- D'où l'**efficacité** d'une ailette infinie à section constante est:

$$\eta = \frac{\theta_0 \sqrt{hPkA}}{hPL\theta_0} = \frac{1}{mL}$$

$$avec m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}$$

$$\theta_0 = T_0 - T_\infty$$

## 2- efficacité de l'ailette

- Les relations d'efficacité des ailettes sont développées pour des ailettes de différents profils et sont tracés à la figure ci-dessous pour les ailettes sur une surface plane:



Efficacité des ailettes:

- circulaires,
- Rectangulaires
- Triangulaires

sur une surface plane

**k:** conductivité thermique de l'isolant

**h:** coefficient de convection

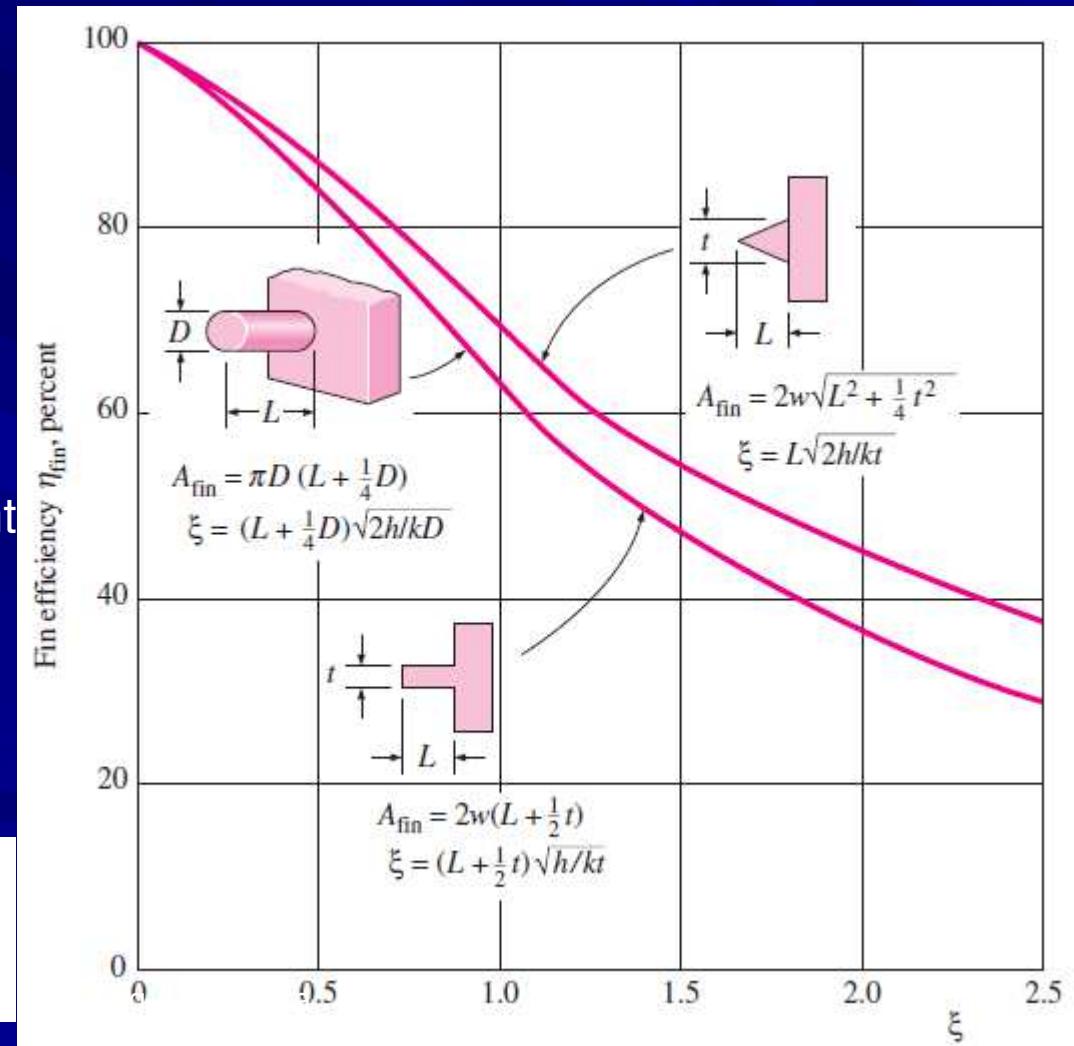
**D:** diamètre de l'ailette

**L:** longueur de l'ailette

**W:** la largeur de l'ailette

**T:** épaisseur de l'ailette

$$Q_{ailette} = \eta Q_{idéale}$$



## 4- Etude d'une ailette circulaire

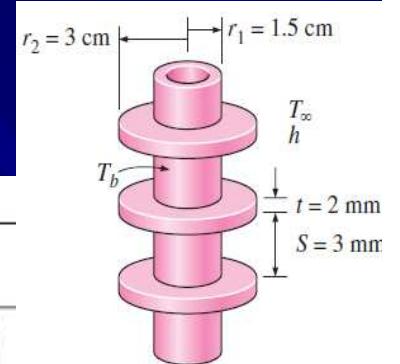
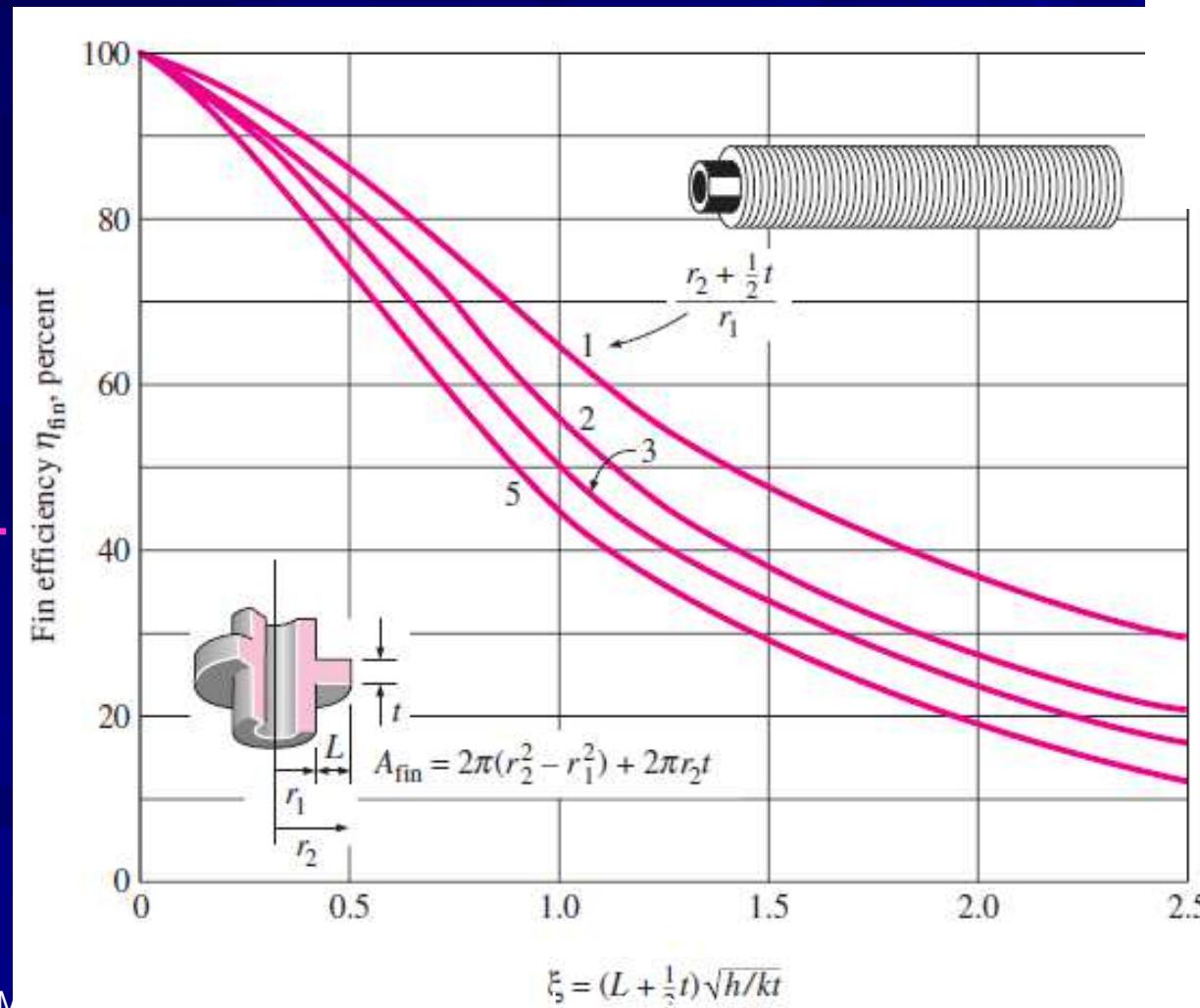
- Pour les ailettes circulaires d'épaisseur constante.

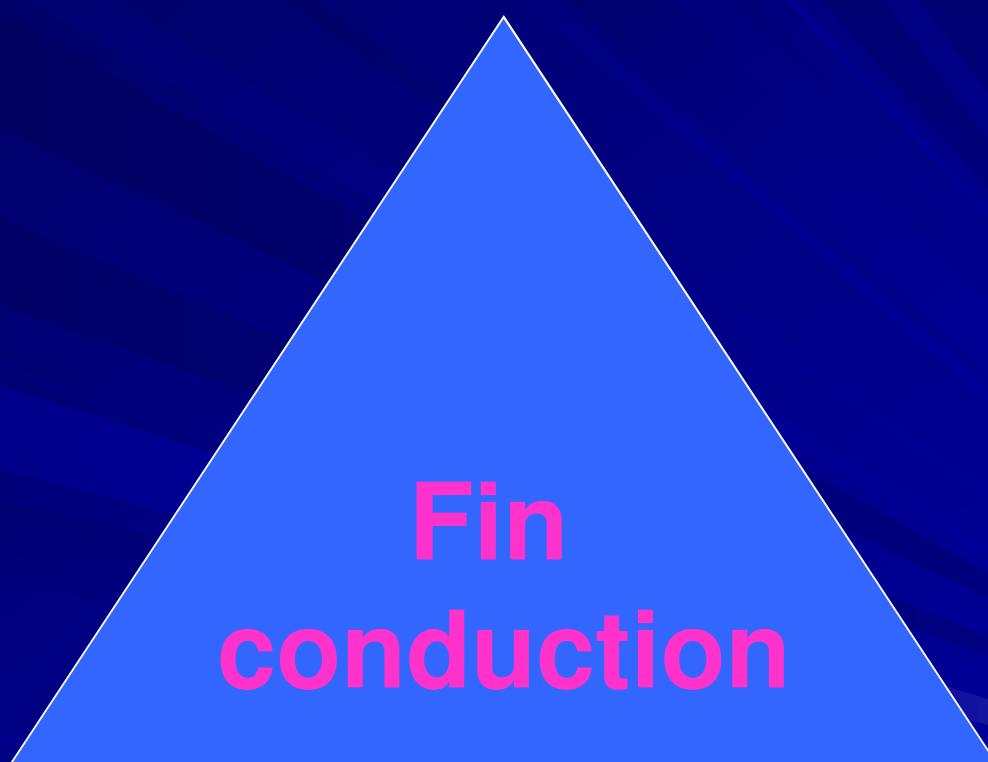


Efficacité des ailettes circulaires:

de **longueur L**

et **d'épaisseur constante t**.



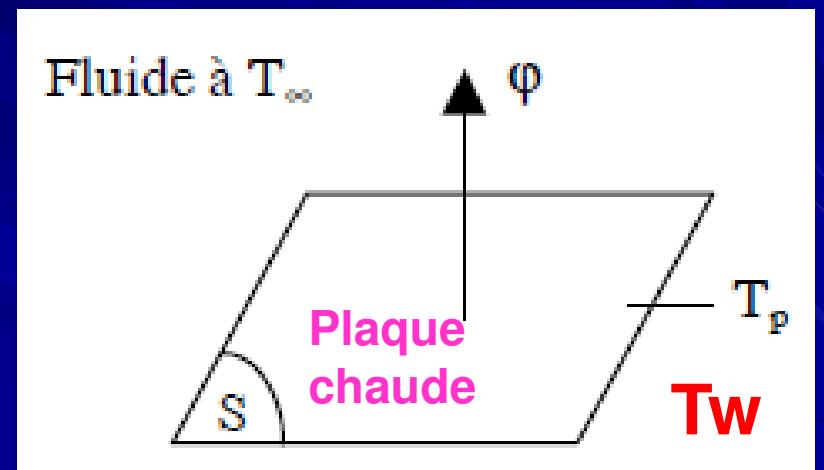


# Fin conduction

# Partie Transfert par convection:

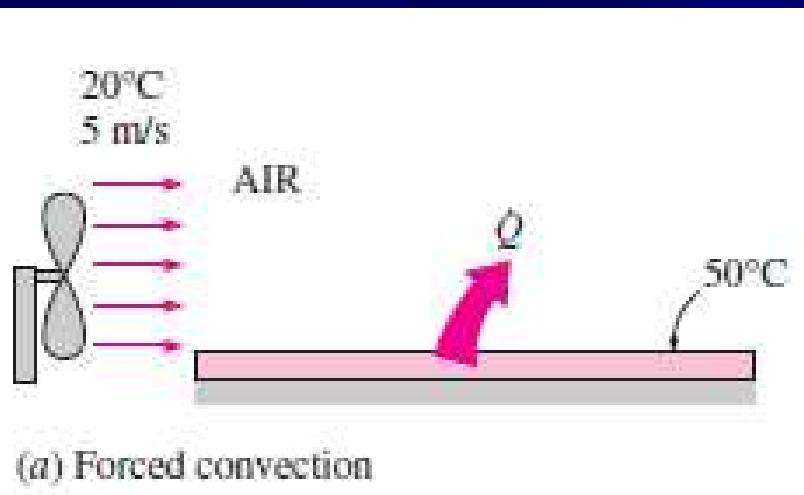
# Convection

- Soit une **plaque chaude** horizontale à la température  $T_w$  en contact avec **un fluide** (air par exemple)
- Il y'a un **transfert** de chaleur causé par le **mouvement du fluide**, ce transfert est **par convection**.

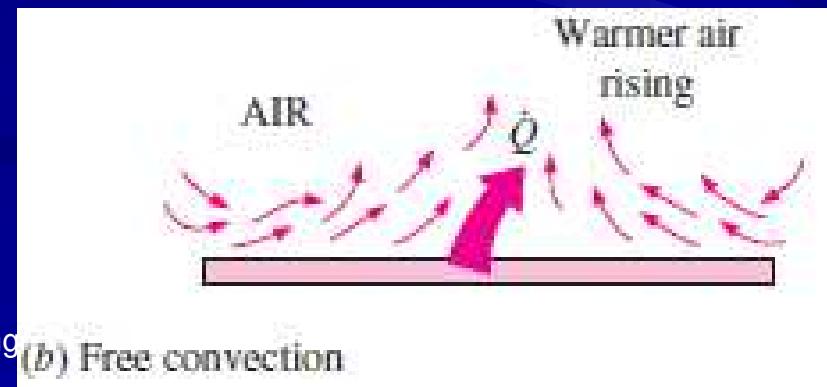


# Convection

- Si le **fluide** est en **mouvement** par une pompe, ventilateur ...: **convection forcée**

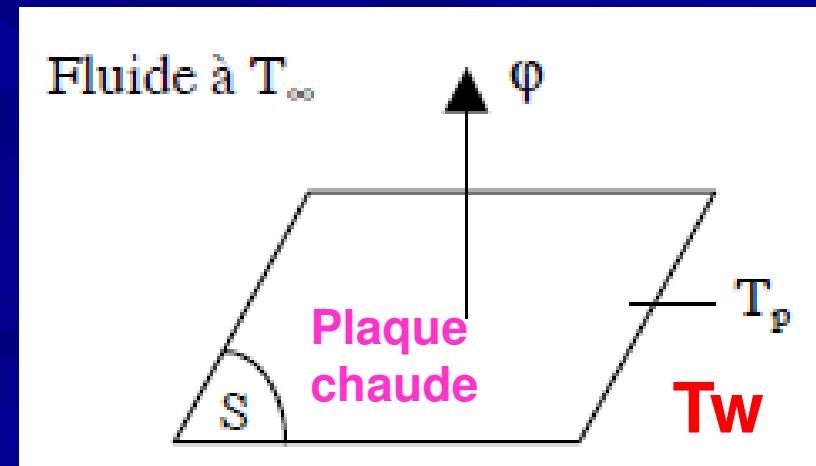
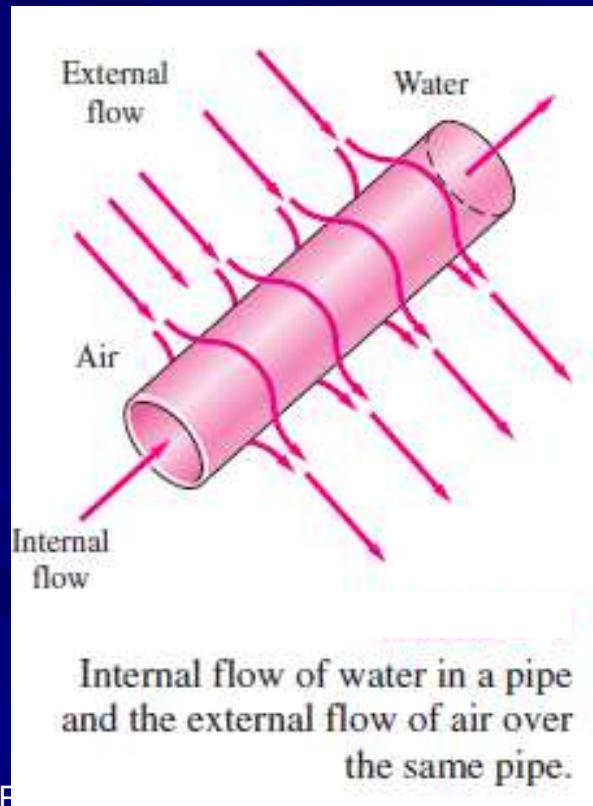


- Si le **fluide** est **immobile** ou en mouvement par différence de densité: **convection naturelle/libre**



# Convection

- La convection est aussi **classée comme**:
  - **Externe**: le fluide est forcé de circuler sur une surface
  - **Interne** : le fluide est forcé de circuler dans un canal

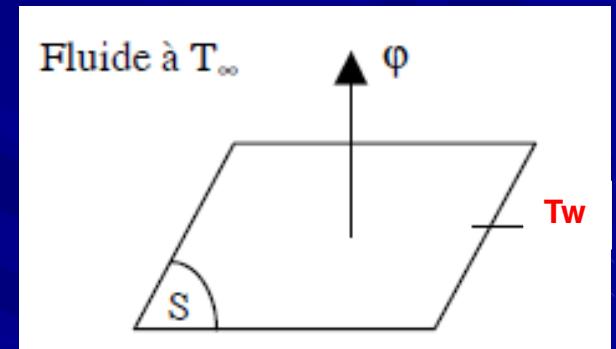


# Convection

- Pour les deux types de convection, le taux de chaleur ( chaleur par unité de temps) transférée est donnée par la loi de Newton:

$$Q = h A (T_w - T_\infty) \text{ en } W$$

- $T_w$ : la température de la paroi
- $T_\infty$ : température du fluide loin de plaque
- A ou S : surface d'échange (plaque ici)
- h : coefficient de transfert convectif (W/m<sup>2</sup>/k): à déterminer



- En terme de flux de chaleur:  $q = h (T_w - T_\infty) \text{ en } W / m^2$

# Ordre de grandeur du coefficient $h$ pour différentes configurations.

| Configurations   | $h(W.m^{-2}.K^{-1})$   |
|--|--|
| <b>Convection naturelle:</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• <u>Plaque verticale</u> de hauteur 0,3 m dans l'air</li><li>• <u>Cylindre horizontal</u> de diamètre 5 cm dans l'air</li></ul>  | <ul style="list-style-type: none"><li>• 4.5</li><li>• 6.5</li></ul>                            |
| <b>Convection forcée:</b><br><b>Cas de plaque</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Courant d'air à 2m/s sur <u>plaque carrée</u> de 2m de coté</li><li>• Courant d'air à 35m/s sur <u>plaque carrée</u> de 0.75m de coté</li></ul><br><b>Cas de cylindre</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Eau à 0,5 kg/s dans un <u>tube de diamètre</u> 2,5 cm.</li><li>• Courant d'air à 50m/s <u>perpendiculaire/tube</u> de 5 cm de diamètre</li></ul> | <ul style="list-style-type: none"><li>• 12</li><li>• 75</li><li>• 3500</li><li>• 189</li></ul> |

## Conclusion:

$h$ : est beaucoup plus important dans le cas de la convection forcée

# Convection

- En fait, pour déterminer ce coefficient  $h$ , la méthode la plus utilisée est celle qui fait appelle à des corrélations empiriques utilisant les nombres adimensionnelle.

# La convection

- le nombre de **Nusselt**

$$Nu = \frac{h D}{k}$$

- Où:

- **h**: le coefficient de transfert convectif
- **k**: est la conductivité thermique du **fluide**
- **D**: longueur caractéristique

# La convection

- Que **signifie** le nombre de **Nusselt**?

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{h}{\frac{k}{D}} = \frac{h\Delta T}{k\frac{\Delta T}{D}} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}}$$

- **Nu** compare l'importance de la **convection** par rapport à la **conduction** à travers une même couche de fluide.
- Plus le **Nu est grand**, plus la **convection** est efficace.

# La convection

- le nombre de **Prandtl**

- L'épaisseur relative:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad \text{en } m^2 / s$$

- de la **couche limite dynamique**

- et la **couche limite thermique** est mieux décrite par le nombre adimensionnel de Prandtl défini comme:

$$Pr = \frac{\text{transfert de molécules par moment}}{\text{transfert chaleur par diffusion molécule}} = \frac{\mu c}{k} = \frac{\gamma}{\alpha}$$

- C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique)

# La convection

- le nombre de **Prandtl**
- L'épaisseur relative:
  - de la **couche limite dynamique**
  - et la **couche limite thermique** est mieux décrite par le nombre adimensionnel de Prandtl.

# Couche limite dynamique?

- On considère l'écoulement parallèle d'un fluide sur une plaque plane, comme indiqué dans la figure ci-dessous.
- La coordonnée  $x$  est mesurée le long de la surface de la plaque à partir du bord d'attaque de la plaque dans la direction de l'écoulement et  $y$  est mesurée à partir de la surface dans la direction normale.

Source: Cengel

$$\begin{cases} y = 0; & u = 0 \\ y = \delta & u = u_{\infty} \end{cases}$$

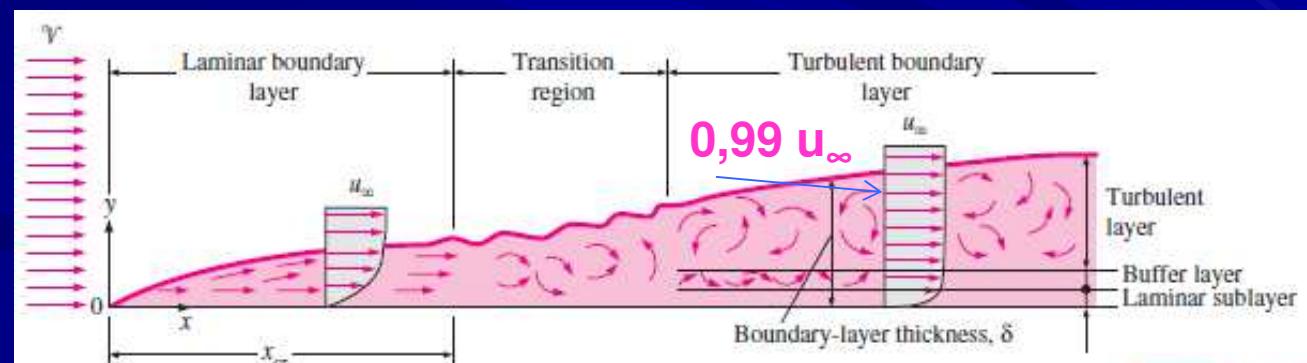
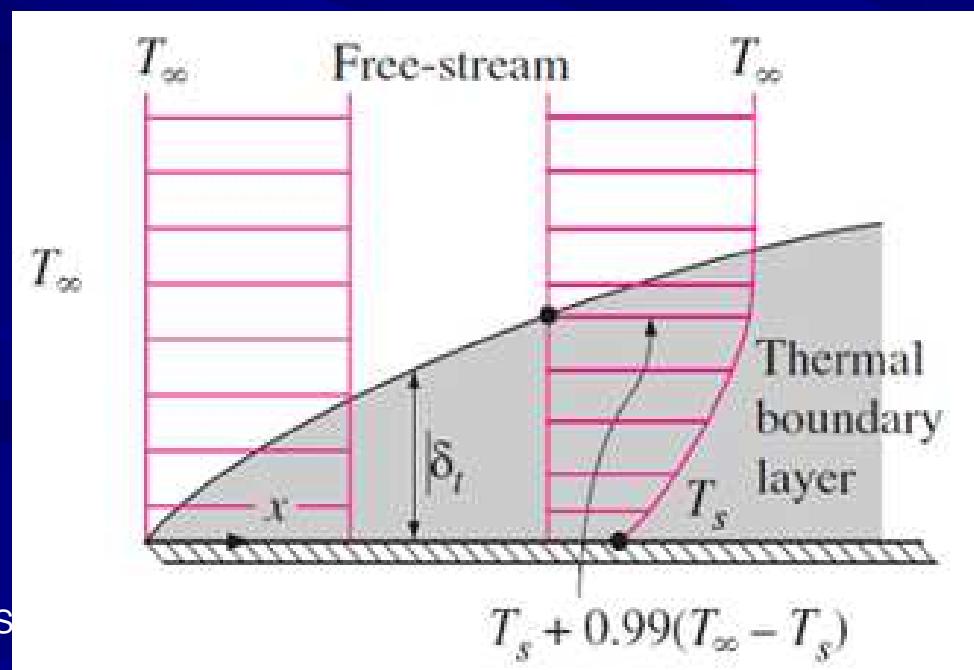


FIGURE 6-10  
The development of the boundary layer for flow over a flat plate, and the different flow regimes.

# Couche limite thermique?

- De même, une couche limite thermique se développe lorsqu'un fluide à une température spécifiée s'écoule sur une surface à une température différente, comme le montre la figure ci-dessous



# La convection

- Le nombre de fluides **Prandtl varie** de:
  - **Moins** de **0,01** pour les **métaux liquides**
  - à **plus** de **100 000** pour les **huiles** lourdes
  - pour **l'eau**, le nombre de Prandtl est de l'ordre de **10**
  - **Gaz**, le nombre de Prandtl tend vers **1**.

$$\text{Pr} = \frac{\mu c}{k} = \frac{\gamma}{\alpha}$$

Typical ranges of Prandtl numbers for common fluids

| Fluid                | Pr           |
|----------------------|--------------|
| Liquid metals        | 0.004–0.030  |
| Gases                | 0.7–1.0      |
| Water                | 1.7–13.7     |
| Light organic fluids | 5–50         |
| Oils                 | 50–100,000   |
| Glycerin             | 2000–100,000 |

# La convection

- Le nombre de **Reynolds**

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu}$$

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

Viscosité  
dynamique

Viscosité  
cinématique

- Le nombre de Reynolds permet de distinguer un régime **lamininaire** d'un régime **turbulent**.

# Convection naturelle

- Le nombre de Grashof
- Le nombre **Grashof**  $Gr_L$ :

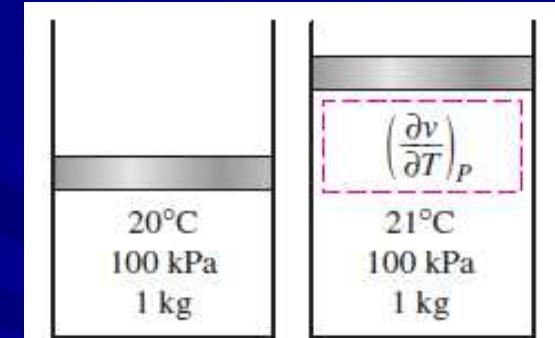
$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{v^2}$$

- **g**: accélération gravitationnelle, m / s<sup>2</sup>
- **β**: coefficient de dilatation volumique en K<sup>-1</sup>
- **T<sub>s</sub>**: température de la surface, ° C
- **T<sub>∞</sub>**: température du fluide suffisamment éloignée de la surface, en ° C
- **L<sub>c</sub>**: longueur caractéristique de la géométrie, m
- **v**: viscosité cinématique du fluide, m<sup>2</sup> / s

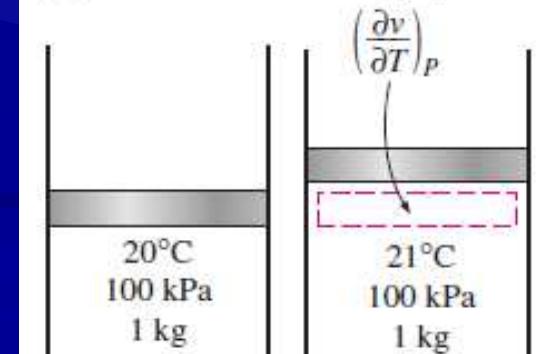
# Convection naturelle

- Mécanisme physique de la convection naturelle
- $\beta$ , est défini par:

$$\beta = \frac{1}{\nu} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P$$



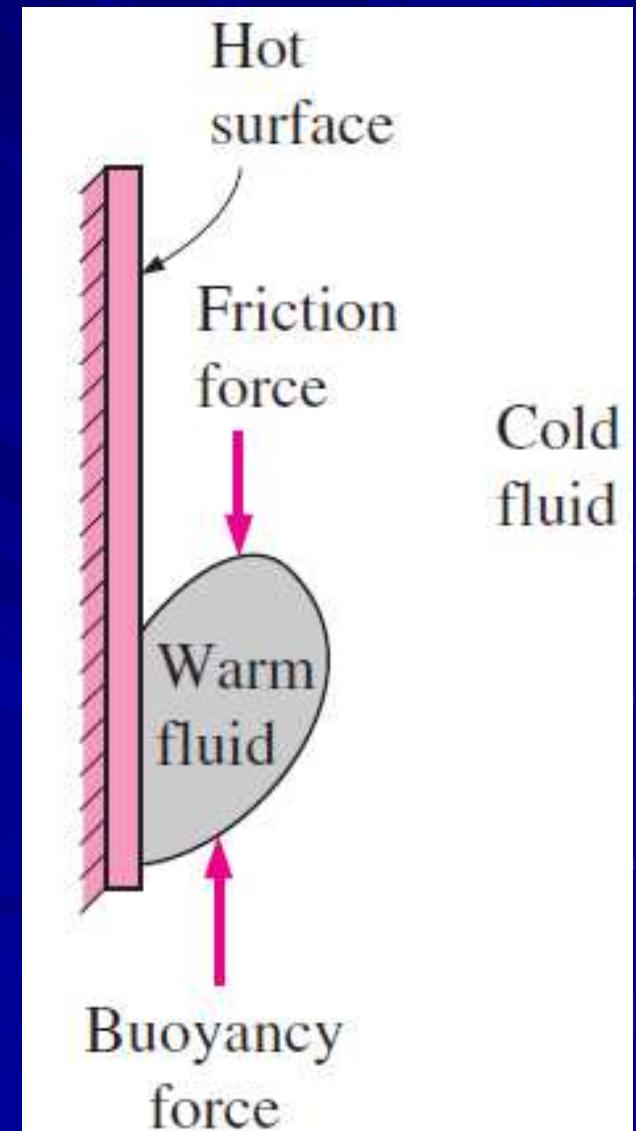
(a) A substance with a large  $\beta$



(b) A substance with a small  $\beta$

# Convection naturelle

- **Le nombre de Grashof**
- **Signification?**
- Le nombre de Grashof représente le **rappor**t entre:
  - la force de **flottabilité**
  - et la **force visqueuse** agissant sur le fluide (figure)
- **Gr** permet aussi de régi le **type d'écoulement** (lamininaire ou turbulent)en **convection naturelle** (joue le rôle du nombre de Reynolds).



# La convection: h?

- Le **coefficent de convection** est ainsi **déterminé** à partir du nombre de Nusselt (pour les **deux types de convection**):

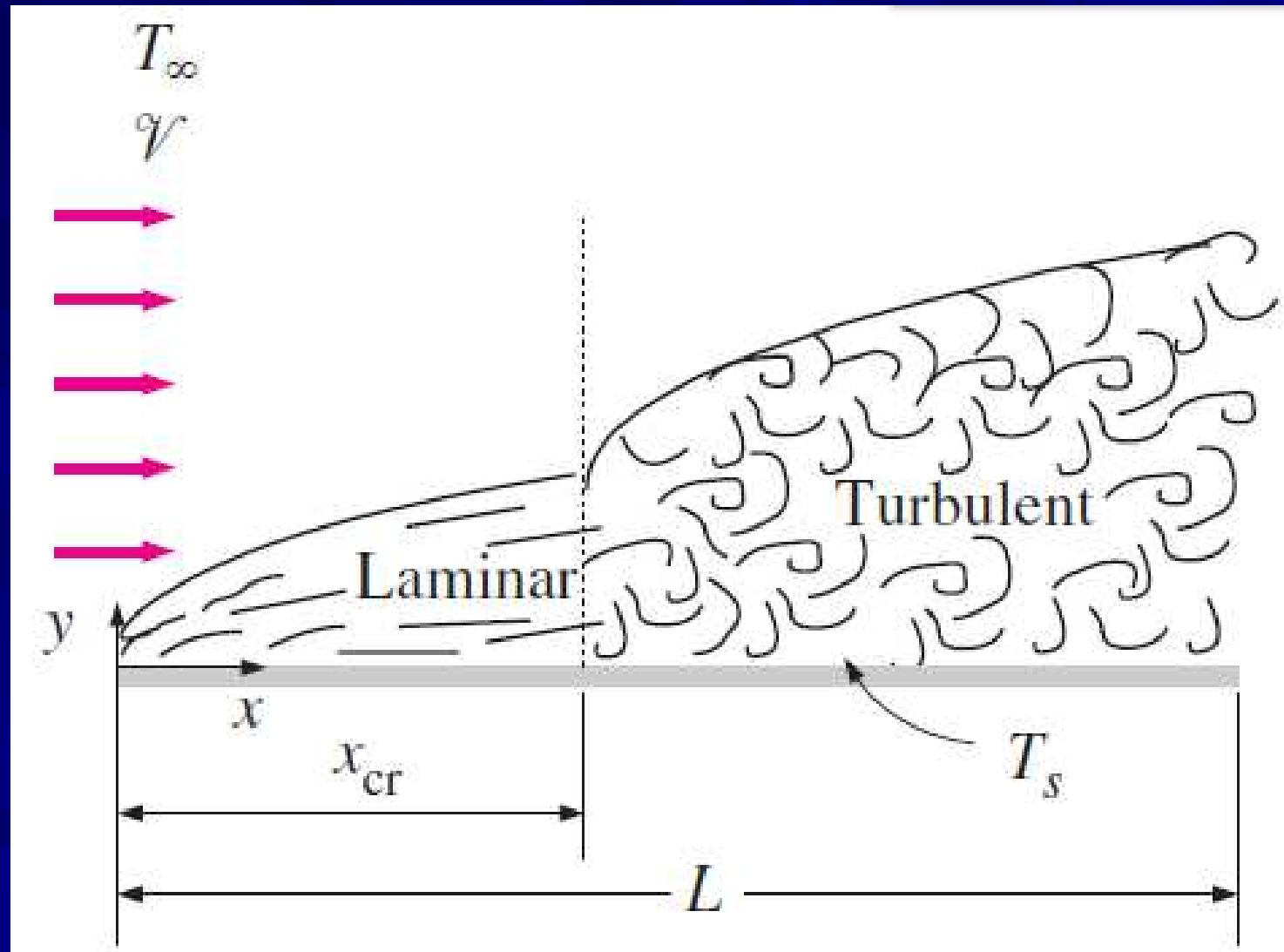
$$h = Nu \frac{k}{D}$$

- Ce nombre de **Nusselt** dépend de:
  - **la nature du fluide**
  - **la configuration géométrique** de l'écoulement

$$Nu = f(R_e, \text{Pr}, Gr)$$

## Exemple: Écoulement parallèle sur une plaque plane: Coefficient de transfert de chaleur

Écoulement externe



# la traînée et le transfert de chaleur dans l'écoulement externe

- Écoulement parallèle sur une plaque plane:  
Coefficient de transfert de chaleur
- On a (En effectuant les intégrations sur toute la plaque):

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} = 0.664 \text{ Re}_L^{0.5} \text{ Pr}^{1/3} \quad \text{Re}_L < 5 \times 10^5$$

En laminaire:  $\text{Re}_{\text{cr}} = 5 \times 10^5$

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} = 0.037 \text{ Re}_L^{0.8} \text{ Pr}^{1/3} \quad 0.6 \leq \text{Pr} \leq 60$$

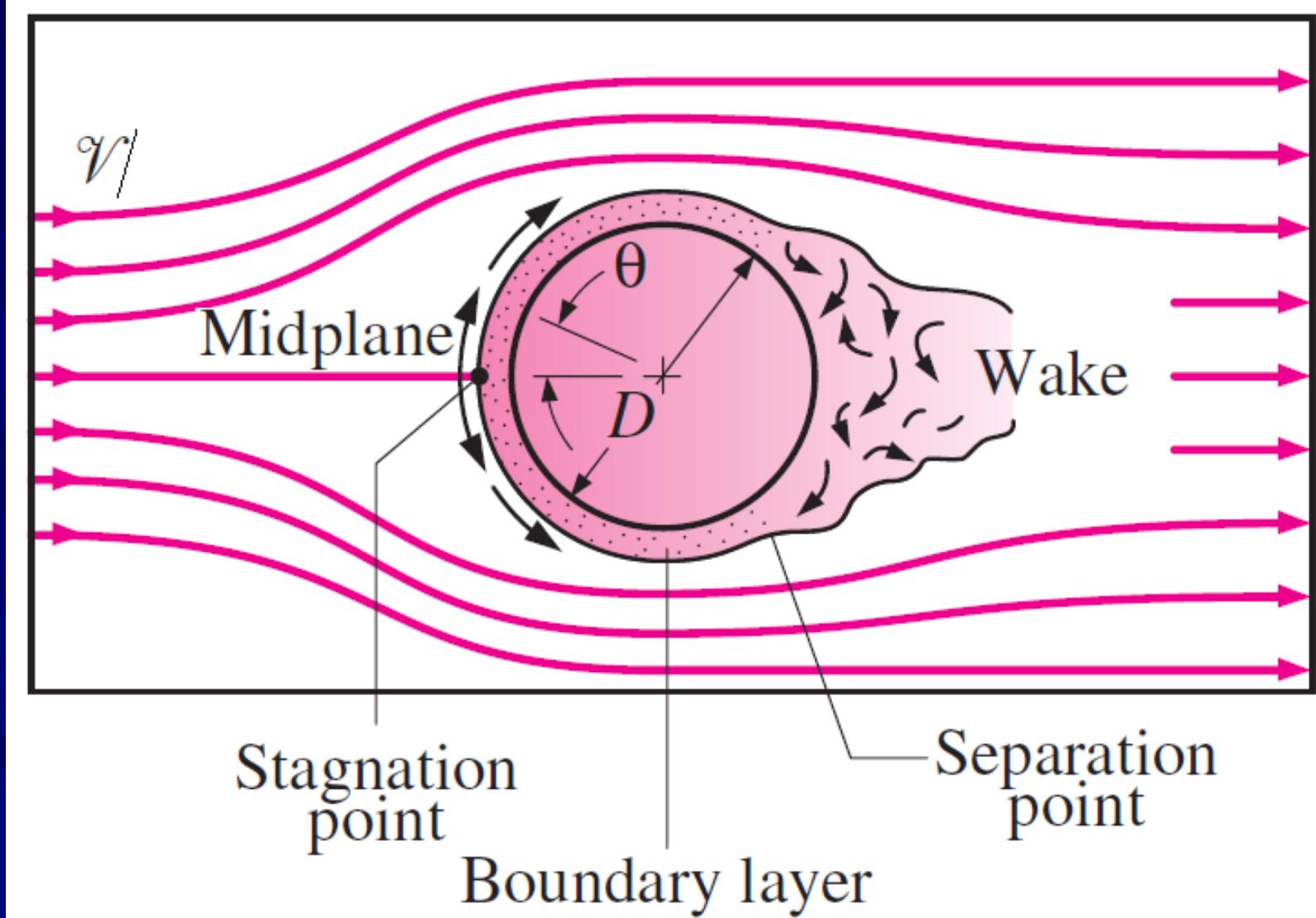
En turbulent  $5 \times 10^5 \leq \text{Re}_L \leq 10^7$

- Une valeur moyenne de **Nu** est obtenue par l'expression

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} = (0.037 \text{ Re}_L^{0.8} - 871) \text{Pr}^{1/3} \quad 0.6 \leq \text{Pr} \leq 60$$
$$5 \times 10^5 \leq \text{Re}_L \leq 10^7$$

## Exemple: Écoulement à travers un cylindre: Coefficient de transfert de chaleur

Écoulement externe



# Exemple: Écoulement à travers un cylindre: Coefficient de transfert de chaleur

- Parmi les nombreuses relations de ce type disponibles dans la littérature pour le nombre moyen de Nusselt pour un écoulement transversal sur un cylindre, on peut utiliser celle proposée par **Churchill** et **Bernstein**:

$$Nu_{cyl} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

## Écoulement à travers les cylindres et sp: Coefficient de transfert de chaleur

- Le nombre moyen de Nusselt pour l'écoulement à travers les cylindres peut être exprimé de manière compacte par:

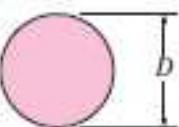
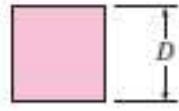
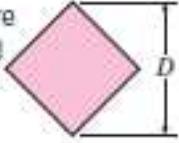
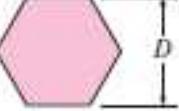
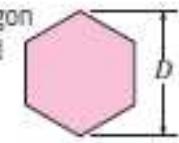
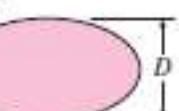
$$\text{Nu}_{\text{cyl}} = \frac{hD}{k} = C \text{ Re}^m \text{ Pr}^n$$

- où  $n=1/3$  et les constantes  $C$  et  $m$  sont déterminées expérimentalement (table suivante)

## Écoulement externe

Pr. E. AFFAD\_

Empirical correlations for the average Nusselt number for forced convection over circular and noncircular cylinders in cross flow (from Zukauskas, Ref. 14, and Jakob, Ref. 6)

| Cross-section of the cylinder   | Fluid         | Range of Re                   | Nusselt number  |
|---|---------------|-------------------------------|---|
| Circle<br>                 | Gas or liquid | 0.4–4                         | $\text{Nu} = 0.989 \text{Re}^{0.330} \text{Pr}^{1/3}$   |
|   |               | 4–40                          | $\text{Nu} = 0.911 \text{Re}^{0.385} \text{Pr}^{1/3}$   |
|   |               | 40–4000                       | $\text{Nu} = 0.683 \text{Re}^{0.466} \text{Pr}^{1/3}$   |
|   |               | 4000–40,000                   | $\text{Nu} = 0.193 \text{Re}^{0.618} \text{Pr}^{1/3}$   |
|   |               | 40,000–400,000                | $\text{Nu} = 0.027 \text{Re}^{0.805} \text{Pr}^{1/3}$   |
| Square<br>                 | Gas           | 5000–100,000                  | $\text{Nu} = 0.102 \text{Re}^{0.675} \text{Pr}^{1/3}$   |
| Square (tilted 45°)<br>    | Gas           | 5000–100,000                  | $\text{Nu} = 0.246 \text{Re}^{0.588} \text{Pr}^{1/3}$   |
| Hexagon<br>                | Gas           | 5000–100,000                  | $\text{Nu} = 0.153 \text{Re}^{0.638} \text{Pr}^{1/3}$   |
| Hexagon (tilted 45°)<br> | Gas           | 5000–19,500<br>19,500–100,000 | $\text{Nu} = 0.160 \text{Re}^{0.638} \text{Pr}^{1/3}$<br>$\text{Nu} = 0.0385 \text{Re}^{0.782} \text{Pr}^{1/3}$ |
| Vertical plate<br>       | Gas           | 4000–15,000                   | $\text{Nu} = 0.228 \text{Re}^{0.731} \text{Pr}^{1/3}$   |
| Ellipse<br>              | Gas           | 2500–15,000                   | $\text{Nu} = 0.248 \text{Re}^{0.612} \text{Pr}^{1/3}$   |

## Corrélations

# Convection naturelle

- **Convection naturelle sur les surfaces**
- Les corrélations empiriques simples pour le nombre de Nusselt Nu moyen en convection naturelle sont de la forme:

$$\text{Nu} = \frac{hL_c}{k} = C(\text{Gr}_L \text{Pr})^n = C \text{Ra}_L^n$$

- où **Ra<sub>L</sub>** est le nombre de Rayleigh, qui est le produit des nombres de Grashof et de Prandtl:

$$\text{Ra}_L = \text{Gr}_L \text{Pr} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \text{Pr}$$

# Convection naturelle

- **Convection naturelle sur les surfaces**
- Des relations simples pour le nombre moyen de Nusselt pour diverses géométries sont données dans le Tableau suivant; ainsi que des formes des géométries.

TABLE 9-1

Empirical correlations for the average Nusselt number for natural convection over surfaces

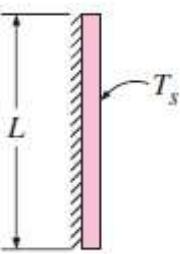
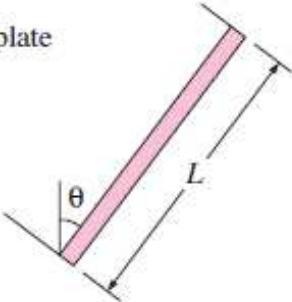
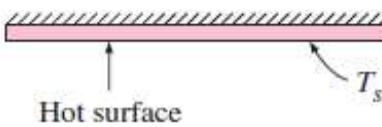
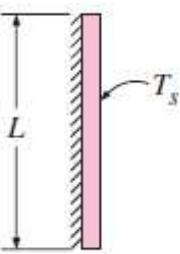
| Geometry  | Characteristic length $L_c$ | Range of Ra   | Nu   |
|---|-----------------------------|---|--|
| Vertical plate<br>   | $L$                         | $10^4$ – $10^9$<br>$10^9$ – $10^{13}$<br>Entire range | $\text{Nu} = 0.59\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-19)<br>$\text{Nu} = 0.1\text{Ra}_L^{1/3}$ (9-20)<br>$\text{Nu} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387\text{Ra}_L^{1/6}}{[1 + (0.492/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-21)<br>(complex but more accurate) |
| Inclined plate<br>   | $L$                         |   | Use vertical plate equations for the upper surface of a cold plate and the lower surface of a hot plate<br>Replace $g$ by $g \cos\theta$ for $\text{Ra} < 10^9$  |
| Horizontal plate<br>(Surface area $A$ and perimeter $p$ )<br>(a) Upper surface of a hot plate<br>(or lower surface of a cold plate)<br><br><br>(b) Lower surface of a hot plate<br>(or upper surface of a cold plate)<br><br> | $A_s/p$                     | $10^4$ – $10^7$<br>$10^7$ – $10^{11}$                 | $\text{Nu} = 0.54\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-22)<br>$\text{Nu} = 0.15\text{Ra}_L^{1/3}$ (9-23)<br><br>$\text{Nu} = 0.27\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-24)   |

TABLE 9-1

Empirical correlations for the average Nusselt number for natural convection over surfaces

| Geometry       | Characteristic length $L_c$   | Range of Ra | Nu  |  |
|----------------|---|-------------|---|--|
| Vertical plate |  | $L$         | $10^4\text{--}10^9$<br>$10^9\text{--}10^{13}$<br>Entire range | $\text{Nu} = 0.59\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-19)<br>$\text{Nu} = 0.1\text{Ra}_L^{1/3}$ (9-20)<br>$\text{Nu} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387\text{Ra}_L^{1/6}}{[1 + (0.492/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-21)<br>(complex but more accurate) |

|   |   |         |   |  |
|---|---|---------|---|--|
| Horizontal plate<br>(Surface area $A$ and perimeter $p$ )<br>(a) Upper surface of a hot plate<br>(or lower surface of a cold plate) |  | $A_s/p$ | $10^4\text{--}10^7$<br>$10^7\text{--}10^{11}$ | $\text{Nu} = 0.54\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-22)<br>$\text{Nu} = 0.15\text{Ra}_L^{1/3}$ (9-23) |
| (b) Lower surface of a hot plate<br>(or upper surface of a cold plate)  |  |         | $10^5\text{--}10^{11}$                        | $\text{Nu} = 0.27\text{Ra}_L^{1/4}$ (9-24)   |

# Convection naturelle

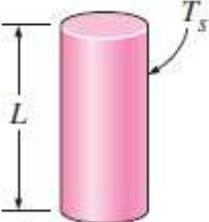
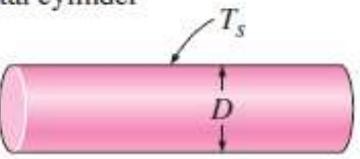
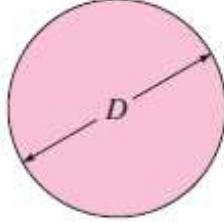
|  |     |   |   |
|--|-----|---|---|
| Vertical cylinder<br>   | $L$ |   | A vertical cylinder can be treated as a vertical plate when<br>$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$              |
| Horizontal cylinder<br> | $D$ | $Ra_D \leq 10^{12}$                             | $Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (9-25)$ |
| Sphere<br>             | $D$ | $Ra_D \leq 10^{11}$<br>( $\text{Pr} \geq 0.7$ ) | $Nu = 2 + \frac{0.589 Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/\text{Pr})^{9/16}]^{4/9}} \quad (9-26)$                       |

Tableau 9-1 (suite)

# Partie Transfert par rayonnement

# Emission de rayonnement

- Le flux maximal émis par un corps à la température  $T$  est donné par:

$$E_b = \sigma T^4 \quad \text{en } W / m^2$$

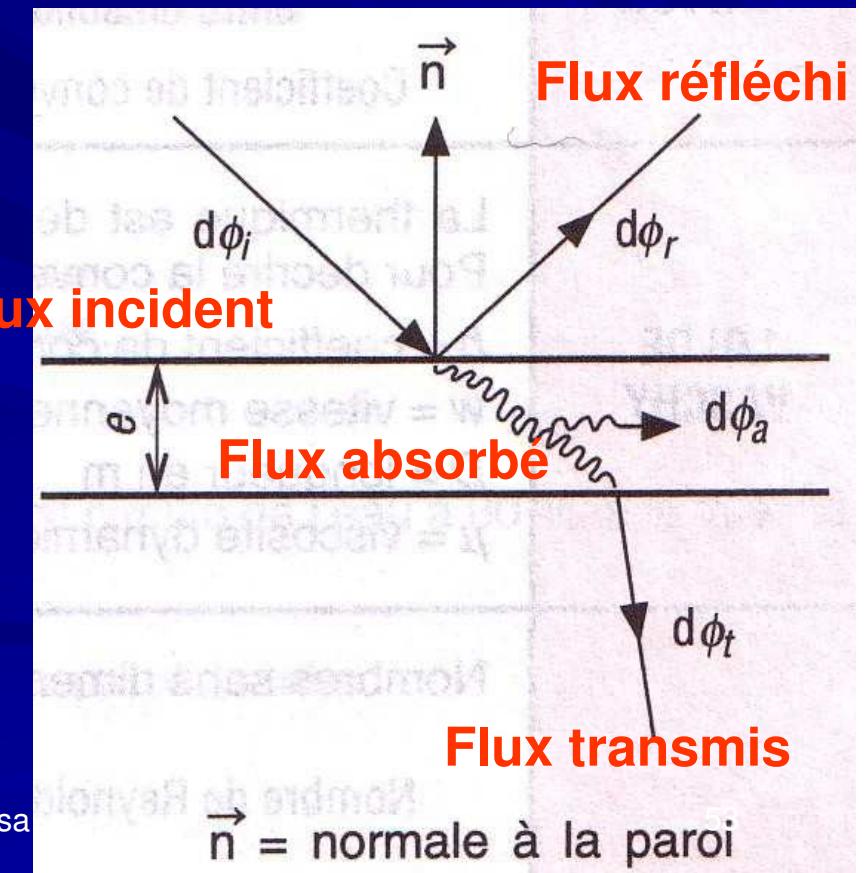
la loi de  
Stephan-Boltzman:

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ } W / m^2 / K^4$$
: constante de Stephan-Boltzman

- $T$ : température du corps
- Le corps capable d'émettre cette quantité est appelé: **corps noir**

# Rayonnement

- Un corps **reçoit aussi** du **rayonnement** incident:
  - une partie est **réfléchie**;
  - une partie est **absorbée**;
  - une partie est **transmise**.



# Rayonnement

- On utilise les **coefficients d'absorption**, de **réflexion** et de **transmission** par:

$\alpha$

Coef. absorption

$r$

Coef. Réflexion

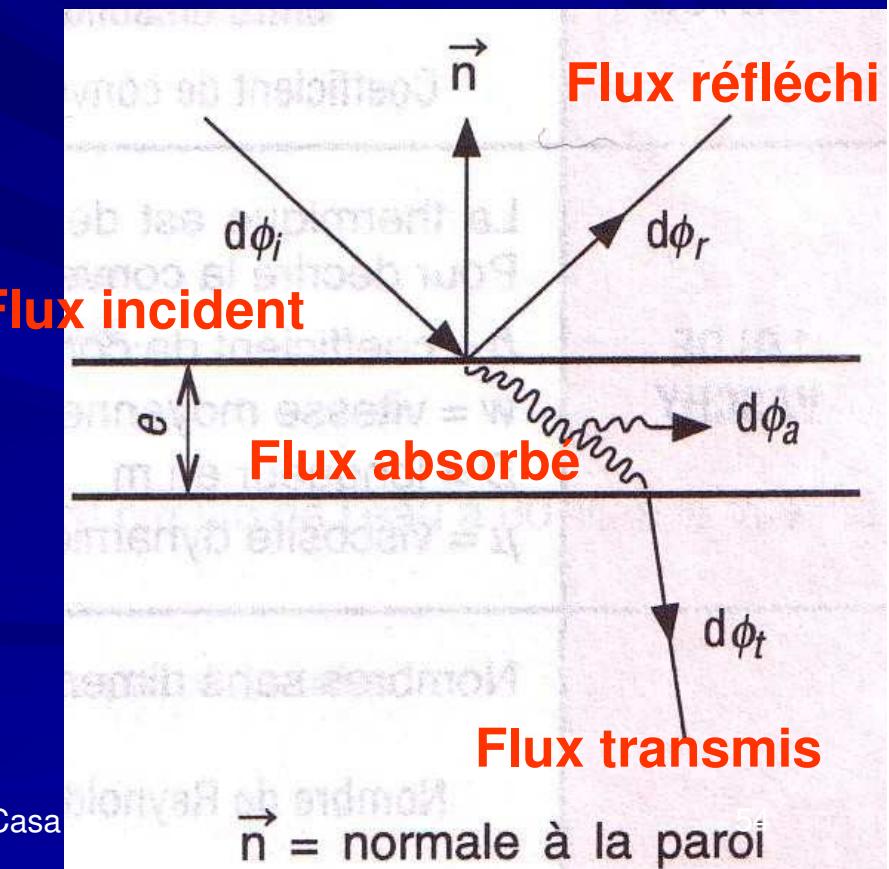
$\tau$

Coef. transmission

$$\alpha + r + \tau = 1$$

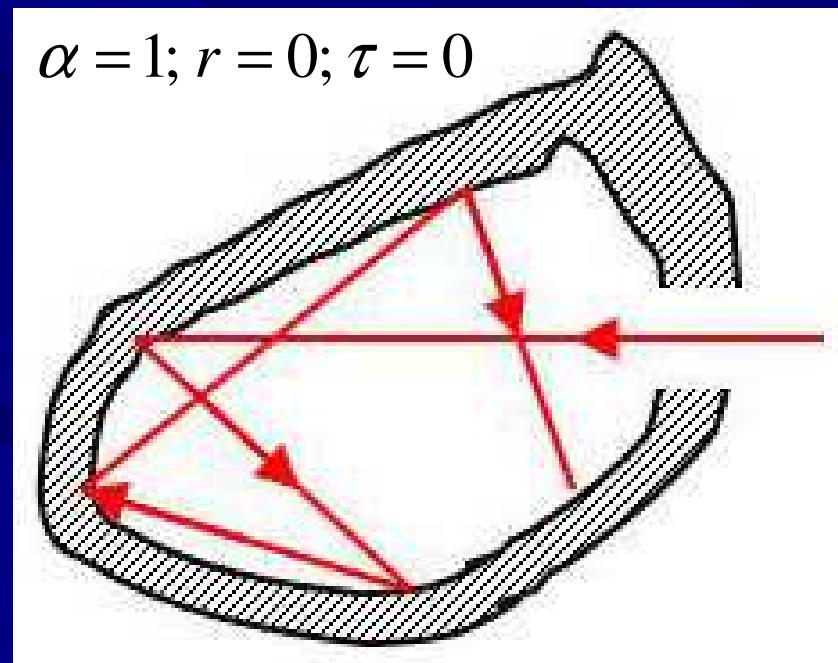
Pr. E. AFFAD\_FSTM

TC\_Ing\_UIC\_Casa



# Emission de rayonnement

- **Définition:**
- **Un corps noir** est un corps capable **d'absorber** tout rayonnement incident sur sa surface **sans réfléchir ni transmettre**:



# Emission de rayonnement

- **Définition:**
- **Un corps gris:** un corps gris émet un flux de rayonnement:

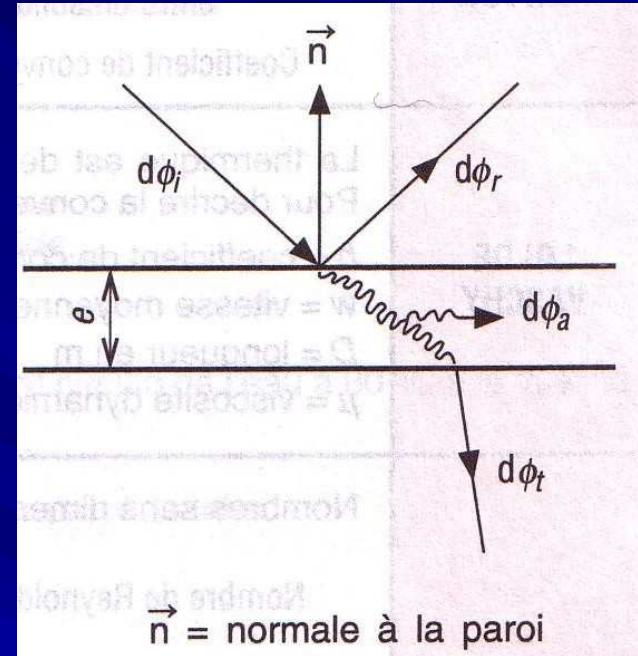
$$q = \varepsilon \sigma T^4 \quad ; 0 < \varepsilon < 1$$

- **$\varepsilon$**  émissivité du corps

# absorption de rayonnement

- Le **flux absorbé** par un corps est:

$$q_{abs} = \alpha q_{incident}$$

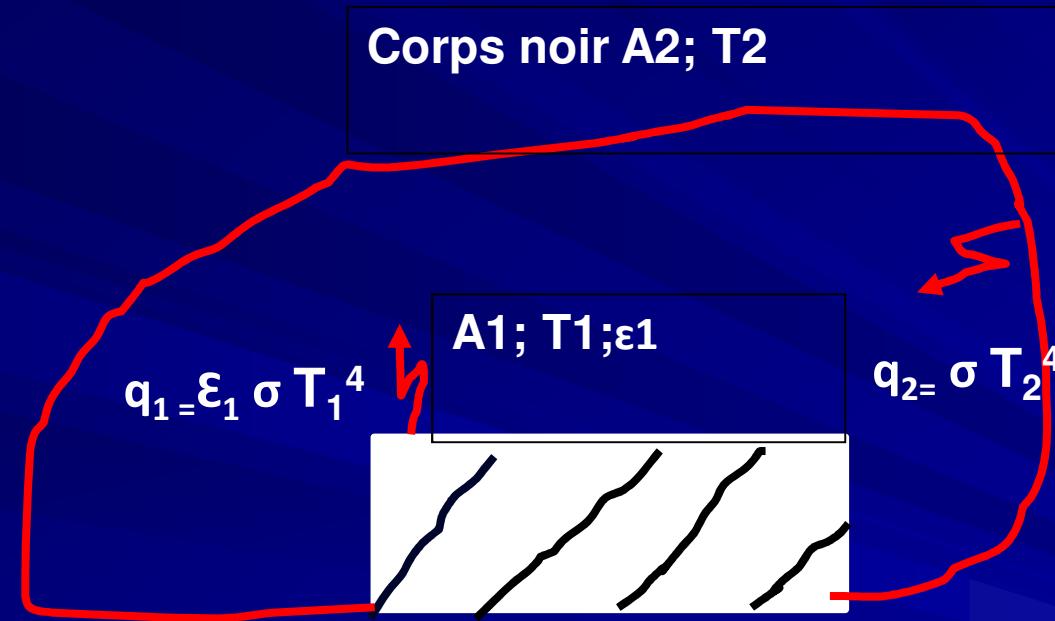


- Il est **pratique** sous certaines conditions que l'émissivité d'un corps soit voisine de son coefficient d'absorption:

$$\epsilon \approx \alpha$$

# absorption de rayonnement

- Soit un petit **corps gris** entouré d'une grande surface (**corps noir**):



- **Question:**

- Quelle est l'énergie nette échangée par le corps gris  $A_1$  ?

$$Q_1 = \varepsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

### III- Rayonnement du corps noir

#### ■ 5- intensité de rayonnement

- Pour un corps noir, le **flux spectrale** émis par une longueur d'onde  $\lambda$  donnée est:

$$E_{b,\lambda}(T) = \frac{c_1}{\lambda^5 \left( \exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1 \right)} \text{ en } W/m^2$$

$$c_1 = 3,743 \cdot 10^8 \text{ W } \mu m^4 / m^2$$

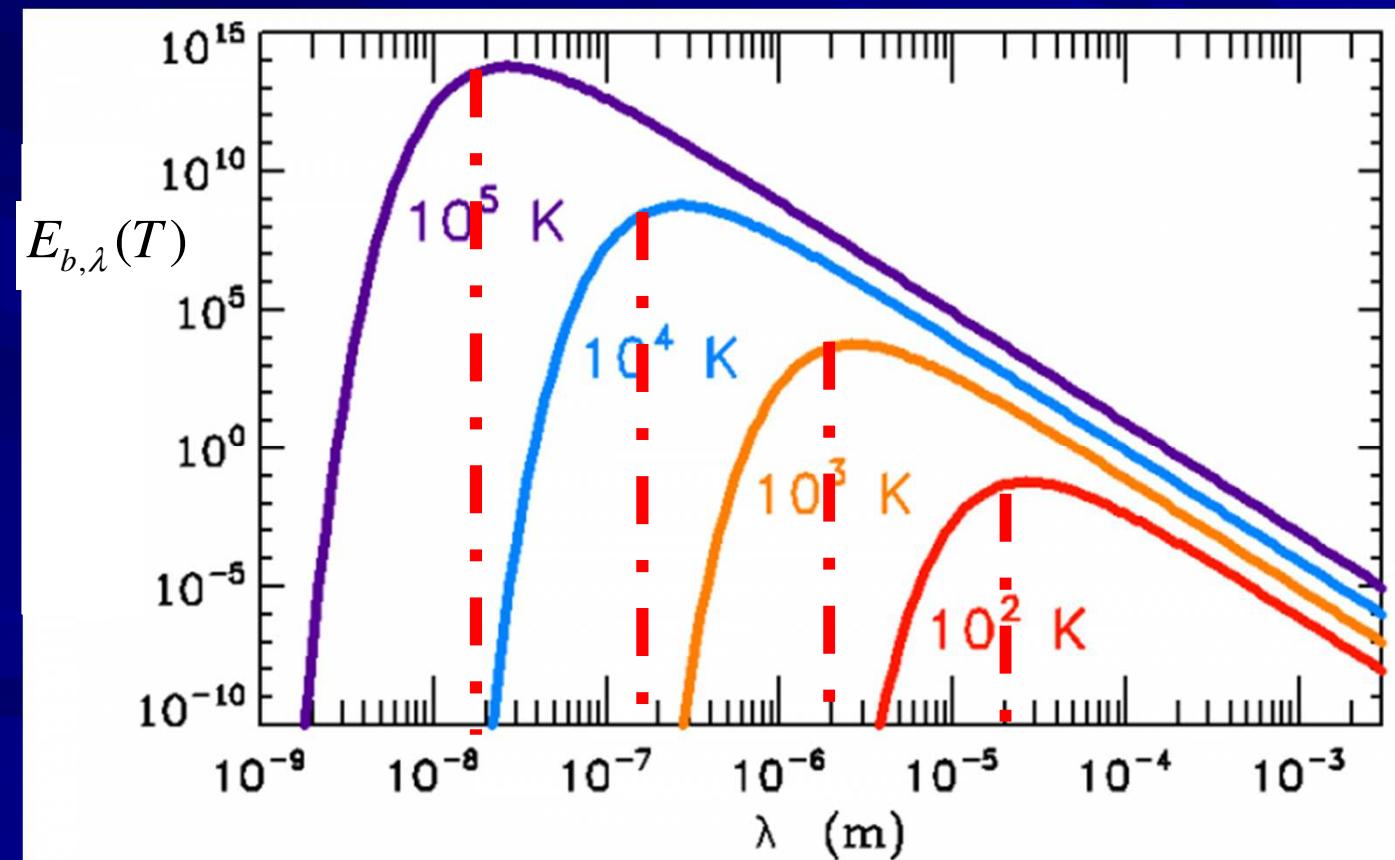
$$c_2 = 1,4387 \cdot 10^4 \text{ } \mu m \cdot K$$

- Le flux total:

$$E_b = \int_0^\infty E_{b,\lambda}(T) d\lambda = \sigma T^4$$

### III- Rayonnement du corps noir

- 5- intensité de rayonnement
- Courbe



### III- Rayonnement du corps noir

- 5- intensité de rayonnement
- Courbe
- La position de ces maximum  $\lambda_m$  est obtenue en résolvant l'équation:

$$\frac{dE_{b,\lambda}}{d\lambda} = 0 \quad \longrightarrow \quad \lambda_m T = 2898 \text{ } \mu m.K$$

Loi de Wien