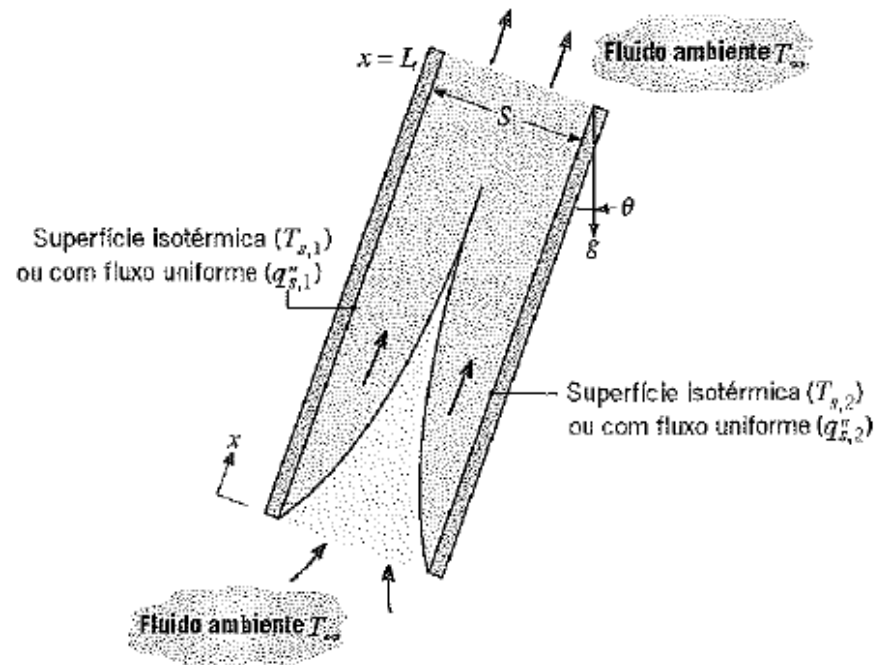


# **CAPÍTULO 4 – CONVECÇÃO NATURAL**

Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

## CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE CANAIS FORMADOS ENTRE PLACAS PARALELAS

- As condições térmicas nas superfícies podem ser idealizadas como isotérmicas ou com fluxo térmico uniforme, e simétricas ( $T_{s,1} = T_{s,2}$ ;  $q''_{s,1} = q''_{s,2}$ ) ou assimétricas ( $T_{s,1} \neq T_{s,2}$ ;  $q''_{s,1} \neq q''_{s,2}$ ).



## Canais verticais

- Conforme Elenbaas (1942), para **placas isotérmicas aquecidas simetricamente** tem-se a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_S = \frac{1}{24} Ra_S \left( \frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{35}{Ra_S (S/L)} \right] \right\}^{3/4}$$

$$Ra_S = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)S^3}{\alpha\nu} \quad \left[ 10^{-1} \leq \frac{S}{L} Ra_S \leq 10^5 \right]$$

- Para escoamento **completamente desenvolvido** ( $S/L \rightarrow 0$ ), tem-se que:

$$\overline{Nu}_{S(cd)} = \frac{1}{24} Ra_S \left( \frac{S}{L} \right)$$

- Para placas simétricas com fluxo uniforme e escoamento completamente desenvolvido, tem-se a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_{S,L(cd)} = 0,144[Ra_S^*(S/L)]^{1/2} \quad Ra_S^* = \frac{g\beta q_s'' S^4}{k\alpha\nu} \quad (\text{o subscrito } L \text{ se refere às condições em } x = L, \text{ onde a temperatura da placa assume um valor máximo})$$

- Bar-Cohen e Rohsenow (1984) obtiveram correlações para o número de Nusselt que são aplicáveis no intervalo completo de  $S/L$ :

$$\overline{Nu}_S = \left[ \frac{C_1}{(Ra_S S/L)^2} + \frac{C_2}{(Ra_S S/L)^{1/2}} \right]^{-1/2} \quad (\text{condições isotérmicas})$$

$$\overline{Nu}_{S,L} = \left[ \frac{C_1}{Ra_S^* S/L} + \frac{C_2}{(Ra_S^* S/L)^{2/5}} \right]^{-1/2} \quad (\text{fluxo uniforme})$$

| Surface Condition                                           | $C_1$ | $C_2$ |
|-------------------------------------------------------------|-------|-------|
| Symmetric isothermal plates<br>( $T_{s,1} = T_{s,2}$ )      | 576   | 2.87  |
| Symmetric isoflux plates ( $q''_{s,1} = q''_{s,2}$ )        | 48    | 2.51  |
| Isothermal/adiabatic plates<br>( $T_{s,1}, q''_{s,2} = 0$ ) | 144   | 2.87  |
| Isoflux/adiabatic plates ( $q''_{s,1}, q''_{s,2} = 0$ )     | 24    | 2.51  |

Ao utilizar as correlações anteriores, as propriedades do fluido são estimadas nas temperaturas médias  $\bar{T} = (T_s + T_\infty)/2$  para **superfícies isotérmicas** e  $\bar{T} = (T_{s,L} + T_\infty)/2$  para **superfícies com fluxo térmico uniforme**.

## Canais inclinados

- Azevedo e Sparrow (1985) propuseram a seguinte correlação, válida para escoamento de água, placas isotérmicas simétricas e placa isotérmica-isolada termicamente e  $0 \leq \theta \leq 45^\circ$ :

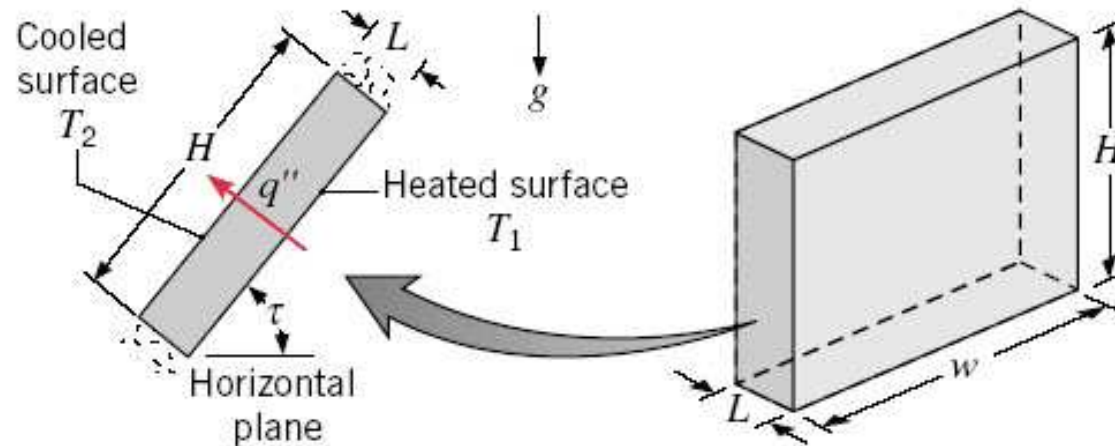
$$\overline{Nu}_S = 0,645 [Ra_S (S/L)]^{1/4} \quad (\text{propriedades estimadas em } \bar{T} = (T_s + T_\infty)/2)$$

## CORRELAÇÕES EMPÍRICAS: ESPAÇOS CONFINADOS

- Transferência de calor entre superfícies que se encontram a diferentes temperaturas e são separadas por um **fluido confinado**.

### Cavidades retangulares

- Duas das paredes opostas são mantidas a **diferentes temperaturas** ( $T_1 > T_2$ ), enquanto as paredes restantes são **isoladas da vizinhança**.



- O ângulo de inclinação  $\tau$  entre as superfícies aquecida e resfriada e a horizontal pode variar de  $0^\circ$  (cavidade horizontal com aquecimento da superfície inferior) a  $90^\circ$  (cavidade vertical com aquecimento da parede lateral) a  $180^\circ$  (cavidade horizontal com aquecimento da superfície superior)
- Fluxo de calor através da cavidade:  $q'' = \bar{h}(T_1 - T_2)$
- O fluxo de calor depende:  $q'' = f(H/L, w/L, \tau)$
- Para cavidade horizontal aquecida a partir de baixo, Globe e Dropkin (1959):

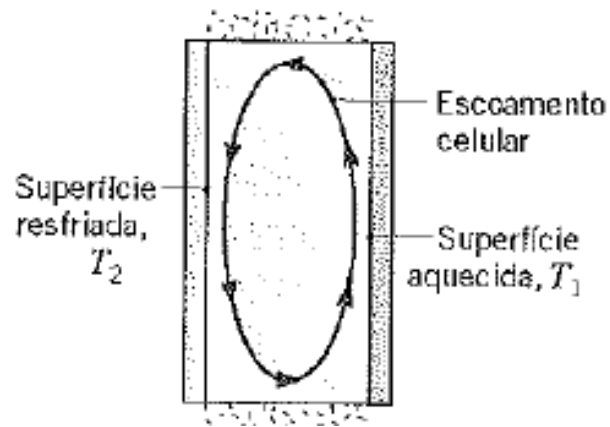
$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = 0,069\text{Ra}_L^{1/3} \text{Pr}^{0,074}$$

$$3 \times 10^5 < \text{Ra}_L < 7 \times 10^9$$

- As propriedades são avaliadas em  $\bar{T} = (T_1 + T_2)/2$
- Para cavidade vertical retangular ( $\tau = 90^\circ$ ) recomendam-se as correlações:

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,22 \left( \frac{\text{Pr}}{0,2 + \text{Pr}} \text{Ra}_L \right)^{0,28} \left( \frac{H}{L} \right)^{-1/4}$$

$$\left[ \begin{array}{l} 2 < H/L < 10 \\ \text{Pr} < 10^5 \\ 10^3 < \text{Ra}_L < 10^{10} \end{array} \right]$$



$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,42 \text{Ra}_L^{1/4} \text{Pr}^{0,012} \left( \frac{H}{L} \right)^{-0,3}$$

$$\left[ \begin{array}{l} 10 < H/L < 40 \\ 1 < \text{Pr} < 2 \times 10^4 \\ 10^4 < \text{Ra}_L < 10^7 \end{array} \right]$$

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,18 \left( \frac{\text{Pr}}{0,2 + \text{Pr}} \text{Ra}_L \right)^{0,29}$$

$$\left[ \begin{array}{l} 1 < H/L < 2 \\ 10^{-3} < \text{Pr} < 10^5 \\ 10^3 < \frac{\text{Ra}_L \text{Pr}}{0,2 + \text{Pr}} \end{array} \right]$$

$$\overline{\text{Nu}}_L = 0,046 \text{Ra}_L^{1/3}$$

$$\left[ \begin{array}{l} 1 < H/L < 40 \\ 1 < \text{Pr} < 20 \\ 10^6 < \text{Ra}_L < 10^9 \end{array} \right]$$

- As propriedades devem ser avaliadas em  $\overline{T} = (T_1 + T_2)/2$

- Para **cavidades inclinadas**, Hollands *et al.* (1976) sugere a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_L = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \tau} \right] \left[ 1 - \frac{1708 (\sin 1,8\tau)^{1,6}}{Ra_L \cos \tau} \right] + \left[ \left( \frac{Ra_L \cos \tau}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right].$$

- A notação [ ] implica que, se a grandeza entre colchetes for negativa, seu valor deve ser igualado a zero.

- A correlação acima é válida para  $\left[ \begin{array}{l} H/L \geq 12 \\ 0 < \tau \leq \tau^* \end{array} \right]$

- $\tau^*$  é chamado de ângulo crítico da cavidade, estando relacionado ao comportamento do escoamento natural no interior da cavidade.

**TABELA 9.4 Ângulos críticos em cavidades inclinadas retangulares**

| $(H/L)$  | 1          | 3          | 6          | 12         | $>12$      |
|----------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $\tau^*$ | $25^\circ$ | $53^\circ$ | $60^\circ$ | $67^\circ$ | $70^\circ$ |

- Para pequenos valores da razão de forma, Catton (1978), sugere a correlação:

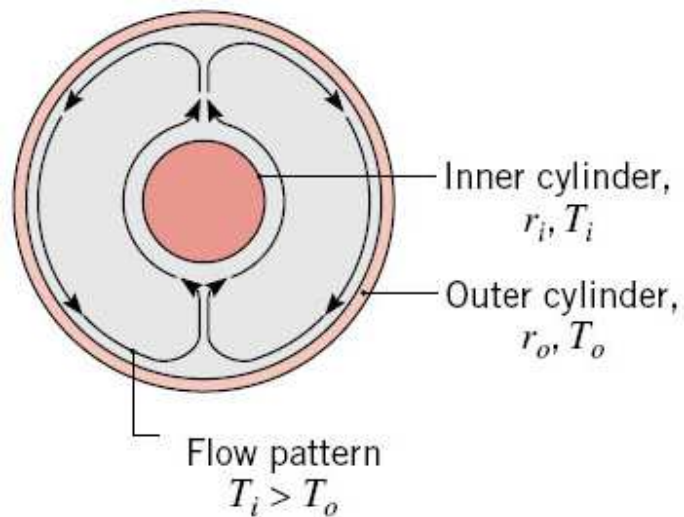
$$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_L(\tau = 0) \left[ \frac{\overline{Nu}_L(\tau = 90^\circ)}{\overline{Nu}_L(\tau = 0)} \right]^{\tau/\tau^*} (\sin \tau^*)^{(\tau/4\tau^*)} \quad \left[ \begin{array}{l} H/L \leq 12 \\ 0 < \tau \leq \tau^* \end{array} \right]$$

- Além do ângulo de inclinação crítico, as correlações abaixo desenvolvidas por Ayyaswamy e Catton (1973), Arnolds et al. (1975) e Catton (1978) são recomendadas para todas as razões de aspecto ( $H/L$ ):

$$\begin{array}{ll} \overline{Nu}_L = \overline{Nu}_L(\tau = 90^\circ)(\sin \tau)^{1/4} & \tau^* \leq \tau < 90^\circ \\ \overline{Nu}_L = 1 + [\overline{Nu}_L(\tau = 90^\circ) - 1]\sin \tau & 90^\circ \leq \tau < 180^\circ \end{array}$$

## Cilindros concêntricos

- A transferência de calor por unidade de comprimento do cilindro pode ser representada como:



$$q = \frac{2\pi L k_{ef} (T_i - T_o)}{\ln(r_o/r_i)}$$

- $k_{eff}$  é a **condutividade térmica efetiva** que é a condutividade térmica que um fluido estacionário deve ter para transferir a mesma quantidade de calor conforme o fluido está se movendo:

$$\frac{k_{ef}}{k} = 0,386 \left( \frac{\text{Pr}}{0,861 + \text{Pr}} \right)^{1/4} \text{Ra}_c^{1/4}$$

- A equação acima é válida para  $0,7 \leq \text{Pr} \leq 6000$  e  $\text{Ra}_c \leq 10^7$ .
- A escala de comprimento no  $\text{Ra}_c$  é dada por:

$$L_c = \frac{2[\ln(r_e/r_i)]^{4/3}}{(r_i^{-3/5} + r_e^{-3/5})^{5/3}}$$

- As propriedades são avaliadas na temperatura média,  $T_m = (T_i + T_e)/2$ .

## Esferas concêntricas

- A taxa total de transferência de calor entre duas esferas é dada por:

$$q = \frac{4\pi k_{ef} (T_i - T_e)}{(1/r_i) - (1/r_e)}$$

- A condutividade térmica efetiva é:

$$\frac{k_{ef}}{k} = 0,74 \left( \frac{\text{Pr}}{0,861 + \text{Pr}} \right)^{1/4} \text{Ra}_s^{1/4}$$

- A equação acima é válida para  $0,7 \leq \text{Pr} \leq 4000$  e  $\text{Ra}_s \leq 10^4$ .
- A escala de comprimento no  $\text{Ra}_s$  é dada por:

$$L_c = \frac{\left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e}\right)^{4/3}}{2^{1/3}(r_i^{-7/5} + r_e^{-7/5})^{5/3}}$$

- As propriedades são avaliadas na temperatura média,  $T_m = (T_i + T_e)/2$ .

## CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA COMBINADAS

- $(Gr_L / Re_L^2) \ll 1$ : convecção livre desprezível.
- $(Gr_L / Re_L^2) \gg 1$ : convecção forçada desprezível.
- $(Gr_L / Re_L^2) \approx 1$ : convecção livre e forçada (ou mista).
- Os resultados mistos de transferência de calor por convecção para escoamentos interno e externo podem ser escritos como:

$$\text{Nu}^n = \text{Nu}_{\text{forçada}}^n \pm \text{Nu}_{\text{natural}}^n$$

- O sinal positivo se aplica a escoamentos paralelos e transversais e o sinal negativo se aplica ao escoamento oposto.
- Os melhores resultados se aplicam quando  $n = 3$  (placas horizontais, cilindros e esferas).
- $n = 7/2$  para placas horizontais e  $n = 4$  para cilindros ou esferas.