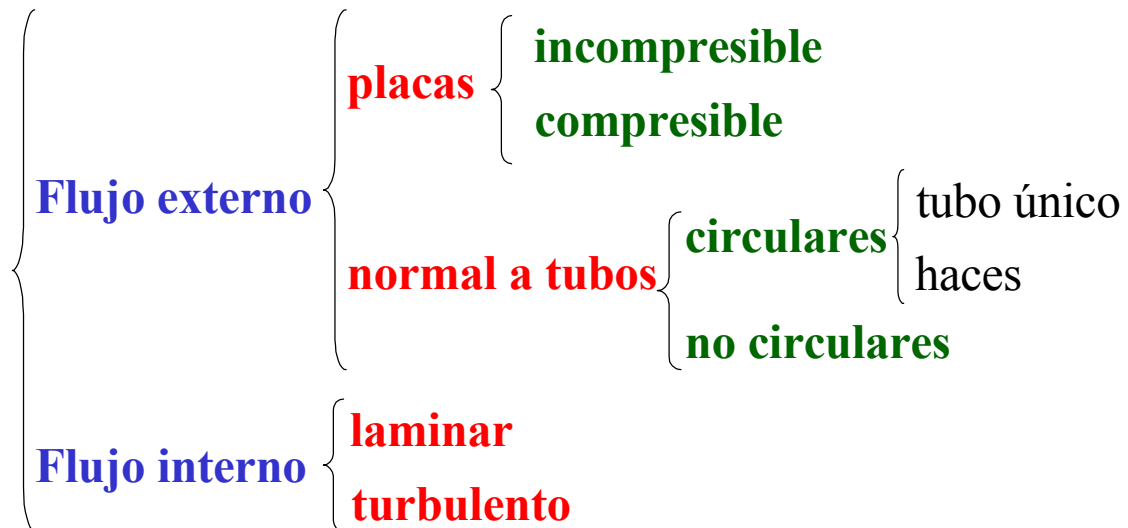


CONVECCIÓN FORZADA



ÍNDICE



1.FLUJO EXTERNO SOBRE PLACAS PLANAS

1.1.METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Evaluación de la temperatura de recuperación

Cuando el flujo se frena, el fluido se calienta, siendo la temperatura representativa del fenómeno de intercambio de calor la temperatura de recuperación T_r , pudiéndose calcular mediante la siguiente expresión:

$$\frac{T_r - T_\infty}{T_s - T_\infty} = r \cdot \frac{Ec}{2}$$

donde Ec es el número de Eckert:

$$Ec = \frac{U_\infty^2}{C_p \cdot (T_s - T_\infty)}$$

y r el factor de recuperación $r = Pr^{(1/2)}$ (flujo laminar)

$r = Pr^{(1/3)}$ (flujo turbulento)

en la mayoría de aplicaciones de ingeniería, para flujos de baja velocidad, T_r es similar a la temperatura del fluido T_∞ , $T_r = T_\infty$

Propiedades a la temperatura correspondiente

flujo incompresible: $T_m = \frac{(T_s + T_\infty)}{2}$

flujo compresible: $T'' = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} + 0.22 \cdot (T_r - T_\infty)$

El desarrollo de la capa límite en función de la distancia viene caracterizado

por el valor del número de Reynolds $\frac{U_{\infty} \cdot x}{\nu}$
a lo largo de la placa

$$\text{Re} \begin{cases} < 5 \cdot 10^5 \rightarrow \text{flujo laminar} \\ > 5 \cdot 10^5 \rightarrow \text{flujo turbulento} \end{cases}$$

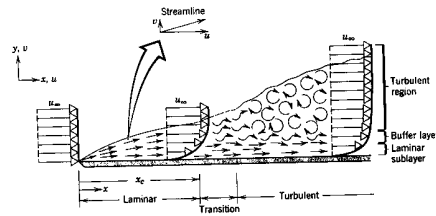


Figure 6.6 Velocity boundary layer development on a flat plate.

Expresión del Número de Nusselt: es local, $f(x)$, calculándose el coeficiente de convección según la expresión:

$$h_x = \frac{Nu_x \cdot k}{x}$$

1.2. CORRELACIONES DE CÁLCULO

$$Q = \int_{L_{i-1}}^{L_i} h_x \cdot (T_s - T_r) \cdot w \cdot dx$$

ZONA FLUJO LAMINAR

Comprobar que **$0.6 \leq Pr \leq 50$**

Nusselt local **$Nu_x = 0.332 \cdot (Re_x)^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$** obteniendo h local, h_x

Nusselt promedio **$\overline{Nu}_{0-L} = 0.664 \cdot (Re_{x=L})^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$** obteniendo $\overline{h}_L$

(Nusselt obtenido a partir de h promediado) $= \frac{1}{L} \int_0^L h_x \cdot dx$ **$Q = h_L \cdot (T_s - T_r) \cdot A$**

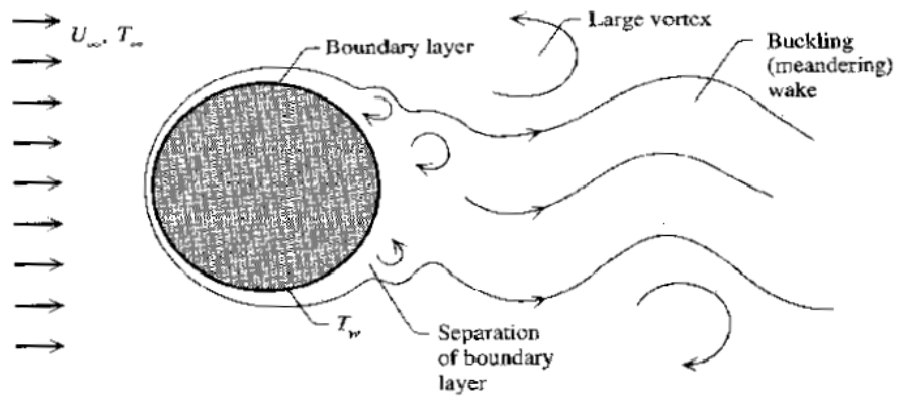
ZONA FLUJO TURBULENTO

Comprobar que **$0.6 \leq Pr \leq 50$**

Si $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ **$Nu = 0.0296 \cdot Re^{(0.8)} \cdot Pr^{1/3}$**

(Hasta 10^8 con error inferior al 15%)

3.FLUJO EXTERNO SOBRE TUBOS



1.Determinación de las propiedades necesarias a

$$T_m = \frac{T_\infty + T_s}{2}$$

2.Determinación del

$$Re_D = \frac{U_\infty \cdot D}{\mu/\rho}$$

2.1.TUBO ÚNICO

SECCIÓN CIRCULAR

Comprobar: $1 < Re < 10^6$ $0.7 < Pr < 500$

$$Nu_D = C \cdot Re_D^{(m)} \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Determinación de $n = \begin{cases} 0.37 & \text{si } Pr \leq 10 \\ 0.36 & \text{si } Pr > 10 \end{cases}$

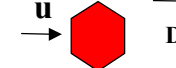
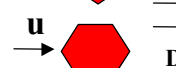
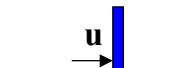
Determinación de C y m (tabla siguiente)

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-10 ³	0.51	0.5
10 ³ -2*10 ⁵	0.26	0.6
2*10 ⁵ -10 ⁶	0.076	0.7

TUBOS DE SECCIÓN NO CIRCULAR

$$Nu_D = C \cdot Re_D^{(m)} \cdot Pr^{(\frac{1}{3})}$$

C y **m** se determinan a partir de la tabla siguiente, según la geometría y el número de Reynolds Re_D :

GEOMETRIA	Re_D	C	m
Cuadrado			
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
Hexágono			
	$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$	0.160	0.638
	$1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.0385	0.782
Placa vertical			
	$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

2.2. BATERÍAS DE TUBOS: USO GENERALIZADO EN INTERCAMBIADORES

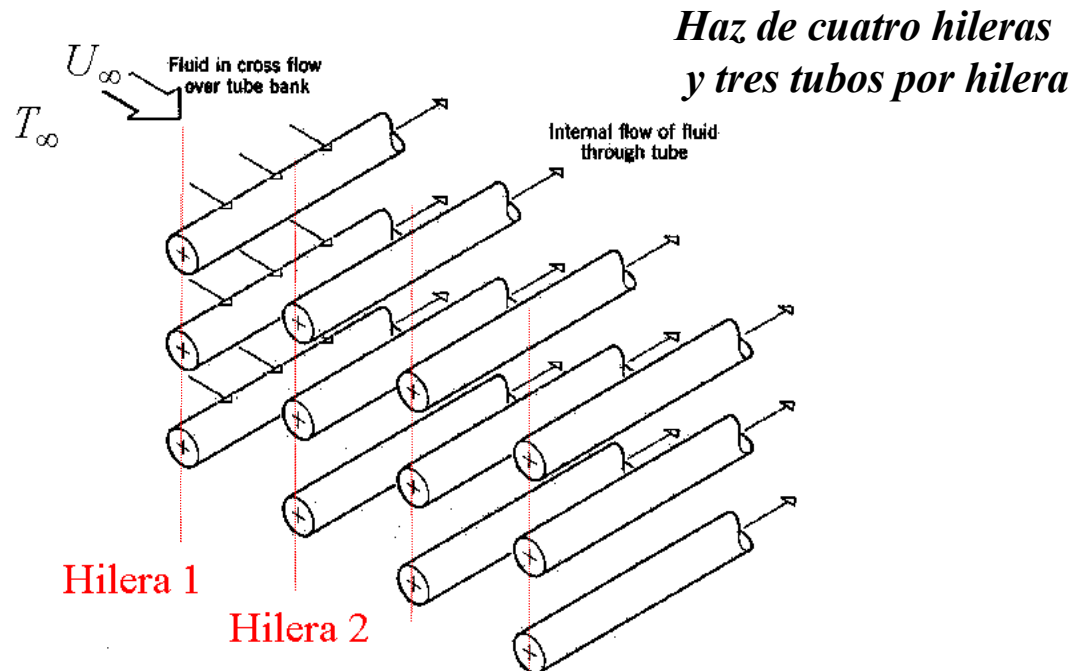
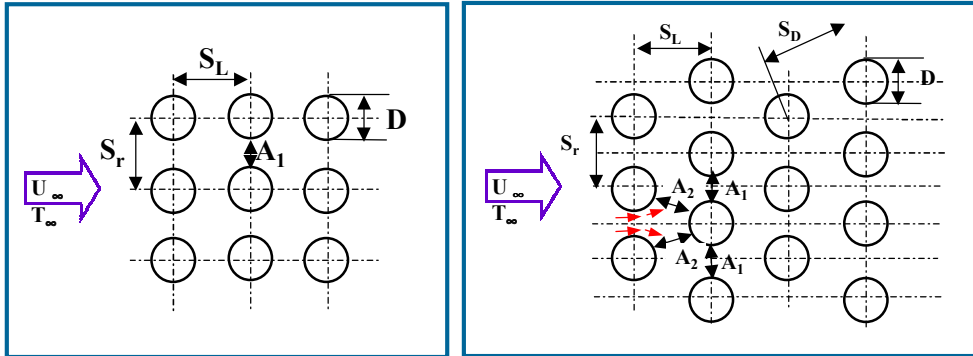


Figure 7.10 Schematic of a tube bank in cross flow.

1º Determinación de $U_{\text{MÁX}}$ según la geometría $Re_{DM} = \frac{U_{\text{MAX}} \cdot D}{\mu/\rho}$



Disposición de los tubos en un banco. (a) Alineados (b) Alternados

Aplicando la **ecuación de continuidad** en cada caso tendremos:

TUBOS ALINEADOS $U_{\infty} \cdot S_T = U_{\text{máx}} \cdot (S_T - D)$, de donde $U_{\text{máx}} = U_{\infty} \cdot \frac{S_T}{S_T - D}$

TUBOS ALTERNADOS $U_{\infty} \cdot S_T = U_{\text{máx}} \cdot A_{\text{Min}}$, de donde $U_{\text{máx}} = U_{\infty} \cdot \frac{S_T}{A_{\text{MIN}}}$

siendo $A_{\text{min}} = \text{Mín}(A_1, 2A_2)$

Si el número de HILERAS ≥ 20 :

1º Evaluar Pr_{∞} a T_{∞} , Pr_s a T_s

2º Determinar el resto de propiedades a $T_m = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$

3º Determinar C y n según el valor de $Re_{Dmáx}$ y la geometría.

4º Comprobar $\begin{cases} 1000 < Re_{DM} < 2 \cdot 10^6 \\ 0.7 < Pr < 500 \end{cases}$

5º $Nu_D = C \cdot Re_{DM}^n \cdot Pr_{T_m}^{0.36} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$

Tabla 7.7: Constantes de la ecuación 7.67 para batería de tubos en flujo cruzado (16)

CONFIGURACIÓN	$Re_{D,MÁX}$	C	M
Alineados	$10-10^2$	0.80	0.40
Alternados	$10-10^2$	0.90	0.40
Alineados	10^2-10^3	Aproximar a un único (aislado) cilindro	
Alternados	10^2-10^3		
Alineados ($S_T/S_L < 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Alternados ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35 (S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Alternados ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Alineados	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Alternados	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^a Para $S_T/S_L > 0.7$ la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no deben usarse
JM. Corberán, R. Royo (upv)

Si el número de HILERAS <20:

se corrige el Nu_D calculado anteriormente con el factor:

$$\frac{(Nu_D)_{N \text{ hileras}}}{(Nu_D)_{20 \text{ hileras}}}$$

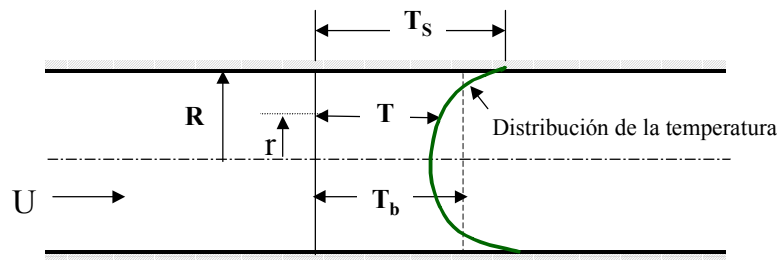
cuyos valores aparecen en la siguiente tabla (para $Re_D > 1000$):

N°	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<i>alineados</i>	0.7	0.8	0.86	0.9	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
<i>alternados</i>	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

3.FLUJO INTERNO

3.1. INTRODUCCIÓN

En flujo interno, *el perfil de temperaturas depende de la posición en la sección transversal y a lo largo del conducto: $T=T(x,r)$.*



Distribución de temperaturas en el flujo de tuberías

Temperatura de masa T_B : temperatura característica para cada sección. Corresponde a un promedio energético de la sección:

$$T_B = \frac{\int_0^R \rho \cdot C_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot T(r) \cdot dr}{\int_0^R \rho \cdot C_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr}$$

El calor transmitido por convección en cada posición se refiere a dicha temperatura de masa:

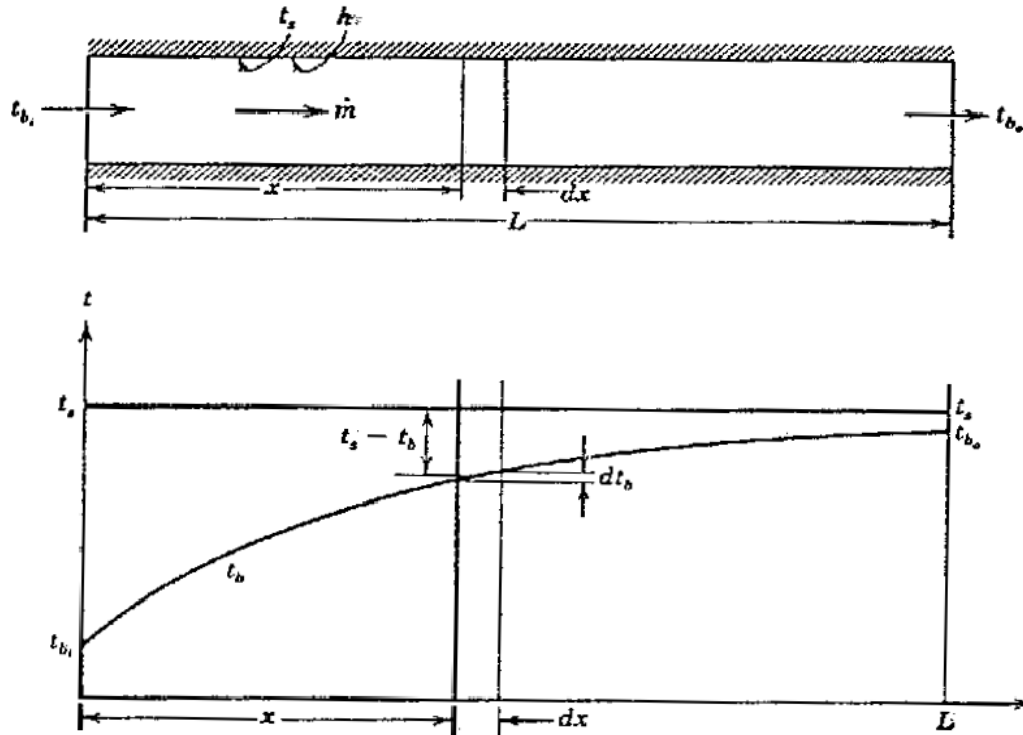
$$dQ(x) = dA(x) \cdot h \cdot (T_s(x) - T_B(x)) = P(x) \cdot dx \cdot h \cdot (T_s(x) - T_B(x))$$

Las propiedades necesarias para el cálculo del coeficiente de convección se evalúan a la temperatura de masa promediada entre la entrada y la salida del conducto:

$$\frac{T_{Bi} + T_{B0}}{2}$$

Variación de temperatura a lo largo del conducto

Suponiendo temperatura superficial interior y coeficiente de convección uniformes:



Siendo **P** el *perímetro del tubo*, tenemos:

$$dQ = h \cdot P \cdot dx \cdot (T_s - T_B) = m \cdot Cp \cdot dT_B$$

$$\frac{dT_B}{(T_B - T_s)} = -\frac{h \cdot P}{m \cdot Cp} \cdot dx$$

integrando $\frac{T_B - T_s}{T_{B_i} - T_s} = e^{-\frac{h \cdot P \cdot x}{m \cdot Cp}}$

$$Q = \int_0^L dQ = h \cdot P \cdot L \cdot DMLT$$

siendo DMLT la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura:

$$DMLT = \frac{(T_s - T_{B_i}) - (T_s - T_{B_0})}{\ln \frac{(T_s - T_{B_i})}{(T_s - T_{B_0})}} \approx (T_s - T_B)_{\text{promedio}}$$

3.2. FLUJO LAMINAR

$$\text{Re}_D = \frac{U_\infty \cdot D}{\mu/\rho} < 2300$$

-Todas las propiedades se evalúan a la temperatura de masa del fluido.

Tubo corto (flujo no plenamente desarrollado).

Comprobar: $(\text{Re}_D \cdot \text{Pr} / L / D)^{1/3} > 2$ $0.48 < \text{Pr} < 16700$ $T_s = \text{constante}$

$$\text{Nu}_D = 1.86 \cdot \left(\left(\frac{D}{L} \right) \cdot \text{Re}_D \cdot \text{Pr} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Tubo largo (flujo desarrollado) (constantes válidas sólo para tubos cilíndricos)

Si T_s es uniforme: $\text{Nu}_D = \left(\frac{h \cdot D}{k_f} \right) = 3.66$

Si $\left(\frac{Q}{A} \right)$ es uniforme: $\text{Nu}_D = \left(\frac{h \cdot D}{k_f} \right) = 4.36$

3.3. FLUJO TURBULENTO

$$Re_D = \frac{U_\infty \cdot D}{\mu/\rho} > 2300$$

En flujo turbulento la región de entrada es mucho más corta, por lo que la siguiente correlación se considera válida para todo el conducto.

Válida para:

$$\frac{L}{D} \geq 10$$

$$0.7 < Pr < 160$$

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{0.8} \cdot Pr^n \quad n \begin{cases} 0.3 \text{ si } T_s < T_B \text{ (flujo se enfria)} \\ 0.4 \text{ si } T_s > T_B \text{ (flujo se calienta)} \end{cases}$$

Nota: En conductos no circulares utilizar la definición de radio hidráulico:

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{Area de paso}}{\text{Perímetro mojado}}$$

3.4.CORRECCIÓN POR EL EFECTO DE LA VARIACIÓN DE PROPIEDADES ENTRE LA TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE Y EL FLUJO:

LIQUIDOS

GASES

$$\frac{f}{f_B} = \left(\frac{\text{Pr}_s}{\text{Pr}_B} \right)^m \quad \text{ó} \quad \left(\frac{\mu_s}{\mu_B} \right)^m \quad \text{ó} \quad \left(\frac{T_s}{T_B} \right)^m$$

$$\frac{Nu}{Nu_B} = \left(\frac{\text{Pr}_s}{\text{Pr}_B} \right)^n \quad \text{ó} \quad \left(\frac{\mu_s}{\mu_B} \right)^n \quad \text{ó} \quad \left(\frac{T_s}{T_B} \right)^n$$

Tipo de flujo	Fluido	Sentido transferencia calor	m	n
Laminar	$\frac{\mu_s}{\mu_B}$	Líquidos	0.58	-0.11
		Fluido se enfría	0.50	-0.11
	$\frac{T_s}{T_B}$	Gases	1	0
Turbulento	$\frac{\mu_s}{\mu_B}$	Líquidos	0.25	-0.25
		Fluido se enfría	0.25	-0.11
	$\frac{T_s}{T_B}$	Gases	-0.2	-0.55
		Fluido se enfría	-0.1	0