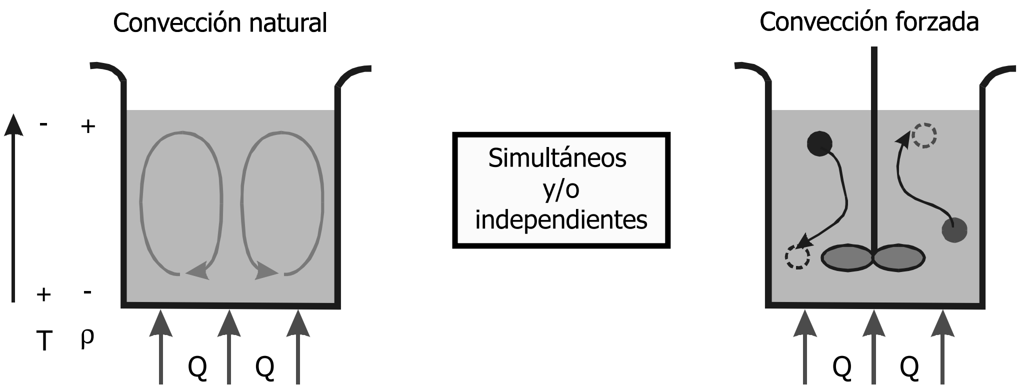
1. CONCEPTOS BÁSICOS
2. COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR
   2.1. Cálculo de los coeficientes individuales de transmisión de calor
      2.1.1. Flujo interno sin cambio de fase: Convección forzada
         A.- Conducciones cilíndricas
         B.- Conducciones no cilíndricas
      2.1.2. Flujo externo sin cambio de fase: Convección forzada
         A.- Placas planas
         B.- Geometría cilíndrica
         C.- Geometría esférica
      2.1.3. Otras correlaciones de interés en convección forzada
      2.1.4. Cálculo de los coeficientes individuales de transmisión de calor en convección natural
         A.- Correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor por convección natural

- Mecanismo complejo de transporte de calor en el seno de fluidos en movimiento.
- Fundamento: Desplazamiento de grupos o enjambres de moléculas que se mezclan con otras a diferente temperatura.

TIPOS DE CONVECCIÓN: En función de la causa que provoca el movimiento del fluido.
- **Convección natural:** Movimiento debido a cambios de densidad en el fluido, provocados por diferencias de T.
- **Convección forzada:** Movimiento causado por fuerzas externas.

Ambas pueden coexistir.
Velocidad de tpte. de Q por C. Nat. <<< Velocidad de tpte. de Q. por C. Forz. (a menudo se despr. C.N.)



ECUACIÓN DE TRANSPORTE DE CALOR POR CONVECCIÓN:

Ecuación de tipo empírico:

$$q_c = h_c\,(T_1 - T_2)$$

q: flujo de calor por convección

T_1 y T_2: T mayor y menor del sistema

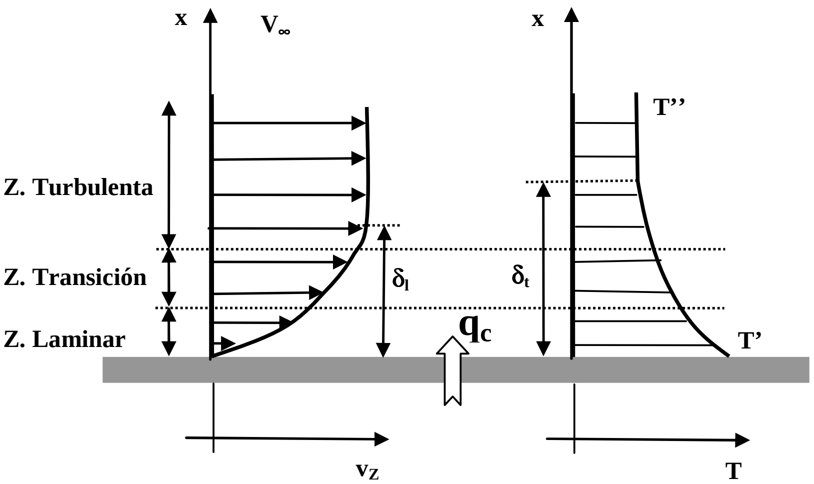
h_c : coeficiente individual de transmisión de calor por convección ($J/m^2\ s\ K$). Expresa la capacidad de un fluido para transportar Q por convección.

$$h_c = f(\text{fluido, T, condiciones de flujo})$$

Coeficientes individuales de transmisión de calor por convección.

Fluido	Tipo de convección	h ($J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$)
Aire	Natural	5-30
Aire	Forzada	10-500
Aire (congelación)	Natural	5-10
Agua líquida	Natural	500-1000
Agua líquida	Forzada	500-6000
Agua en ebullición	Forzada	3000-60000
Agua en condensación	Forzada	6000-120000
Vapor de agua sobrecalentado	Forzada	30-300

Transmisión de calor entre un sólido y un fluido que circula paralelo a su superficie



Capa límite fluidodinámica (δ_l) $\neq$ Capa límite térmica (δ_t)

Flujo de calor por convección $q = h_C\,(T' - T'')$ $[J/\ m^2\ s]$

Caudal de calor por convección $Q = h_C\,A\,(T' - T'')$ $[J/\ s]$

(A perpendicular al flujo de calor)

2.1. CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

•Empleo de ecuaciones basadas en la <u>*teoría de la capa límite*</u>. Solamente resultados válidos para geometrías sencillas por lo que se trata de una solución limitada.

•Utilización de ecuaciones basadas en <u>*analogías entre fenómenos de transporte*</u>. Principalmente en este caso se utilizan analogías entre el transporte de cantidad de movimiento y el de calor.

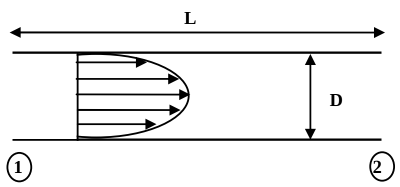
•Empleo de <u>*correlaciones experimentales*</u>.
- Son las más empleadas (gráficas o ecuaciones).
- El problema está en la elección de la correlación más adecuada.
- Sólo válidas para determinados intervalos de las variables de que dependen dichas correlaciones.

•<u>*Medida experimental*</u>. Es un procedimiento poco corriente y muy pocas veces se utiliza.

2.1.1.FLUJO INTERNO SIN CAMBIO DE FASE: CONVECCIÓN FORZADA

A.-CONDUCCIONES CILÍNDRICAS

A.1.- RÉGIMEN LAMINAR (Re<2100)



$$m\cdot C_p\cdot(T_2-T_1)=h\cdot(\pi\cdot D\cdot L)(T_D-T)_{m.a.}$$

Área lateral

h: coeficiente de transmisión de calor individual medio
$(T_D - T)_{m.a.}$: media aritmética de las diferencias entre la T de la pared y la del fluido en las secciones 1 y 2.

$$m\cdot C_p\cdot(T_2-T_1)=h\cdot(\pi\cdot D\cdot L)(T_D-T)_{m.a.}$$

⇩ Considerando la conductividad calorífica del fluido k

$$\left(\frac{m\cdot C_p}{k\cdot L}\right)\frac{1}{\pi}\frac{T_2-T_1}{(T_D-T)_{m.a.}}=\frac{hD}{k}\therefore Gz\frac{1}{\pi}\frac{T_2-T_1}{(T_D-T)_{m.a.}}=Nu$$

Propiedades del fluido evaluadas a la temperatura media aritmética de las temperaturas del fluido en los puntos considerados.

- Refiriendo el número de Gz a una longitud cualquiera z
- Introduciendo la viscosidad del fluido μ

$$Gz=\frac{m\cdot C_p}{k\cdot z}=\frac{\rho V\frac{\pi\cdot D^2}{4}C_p}{k\cdot z}=\frac{\pi}{2}\frac{R}{z}\frac{\rho VDC_P}{k}=\frac{\pi}{2}\frac{R}{z}\frac{\rho VD}{\mu}\frac{\mu C_p}{k}=\frac{\pi}{2}\frac{R}{z}\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}=\frac{\pi}{2}\frac{Pe}{z/R}=\frac{\pi}{2}\frac{1}{z^+}$$

$$z^+=\frac{z/R}{Pe}=\frac{\pi/2}{Gz}$$

Número de Graetz: $Gz=\frac{m\cdot C_p}{k\cdot L}$

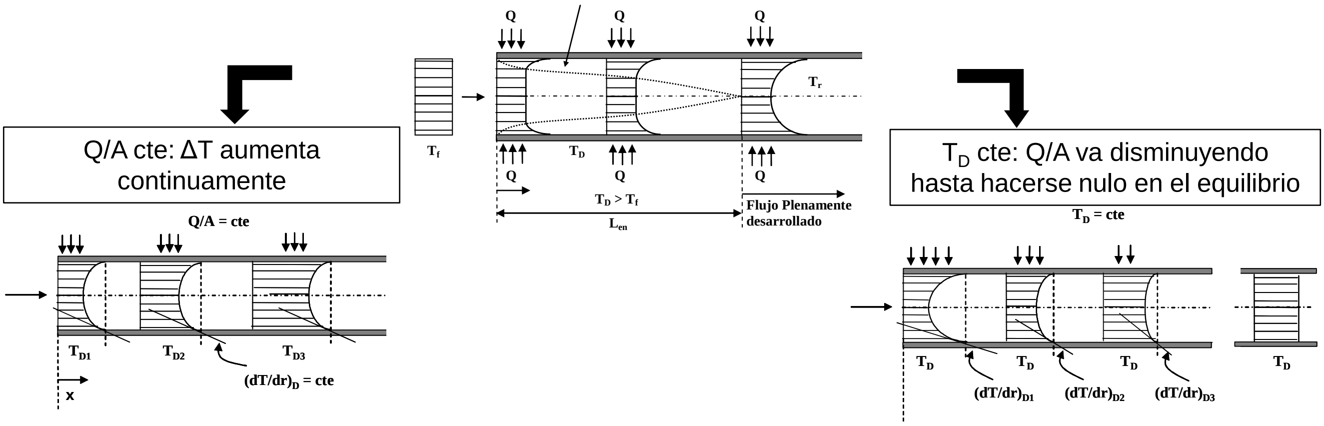
Número de Nusselt : $Nu=\frac{h\cdot L}{k}$

Número de Prandtl: $\mathrm{Pr}=\frac{C_p\cdot\mu}{k}$

Número de Peclet : $Pe=\frac{\rho\cdot V\cdot D\cdot C_p}{k}$

A.1.1. - Perfiles de temperatura y velocidad plenamente desarrollados

- El flujo plenamente desarrollado se alcanza una vez sobrepasada la *longitud de entrada térmica (L_{en}).*
- A partir del valor de L_{en}, el perfil de temperaturas está plenamente desarrollado.
- Las capas límites fluidodinámicas y térmica coinciden en el centro ocupando toda la conducción.



Para L/D >> $(x/D)_V$ y $(x/D)_T$

$$\left(\frac{x}{D}\right)_V = 0{,}05 \cdot Re \therefore \left(\frac{x}{D}\right)_T = 0{,}05 \cdot Re \cdot Pr$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = \left(Nu_\infty\right)_{q_D} = 4{,}36$$

Cuando z+ > 1: Perfil de T plenamente desarrollado

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} = \left(Nu_\infty\right)_{T_D} = 3{,}66$$

A.1.2.- Perfiles de temperatura y velocidad no plenamente desarrollados

- El fluido empieza a intercambiar calor prácticamente desde su entrada en la conducción.
- Las capas límite fluidodinámica y térmica se desarrollan simultáneamente.
- Coeficientes de transmisión de calor individuales superiores a los de flujo plenamente desarrollado.

$$Gz < 100 \qquad Nu = \frac{h \cdot D}{k} = \left(3{,}66 + \frac{0{,}085 \cdot Gz}{1 + 0{,}047 \cdot Gz^{2/3}}\right)\left(\frac{\mu}{\mu_D}\right)^{0{,}14}$$

$$Gz > 100 \qquad Nu = \frac{h \cdot D}{k} = Gz^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_D}\right)^{0{,}14}$$

μ_D : Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared.

Propiedades del fluido, <u>*salvo μ_D*</u>, evaluadas a la temperatura media aritmética de las temperaturas del fluido en los puntos considerados.

A.2.- RÉGIMEN TURBULENTO (Re>10000)

- No es posible su estudio analítico como en el caso del flujo laminar interno: *Correlaciones empíricas*
- Flujos turbulentos internos de moderada velocidad y moderada variación de temperatura: Comportamiento de los fluidos en cuanto a transmisión de calor similar al caso del flujo laminar interno (en función del número de Nusselt).
- Condiciones límites de mayor interés práctico: T_D constante y q_D constante.
- Siempre $(Nu_\infty)_{q_D} > (Nu_\infty)_{T_D}$, aunque muy inferior al caso de régimen laminar (3,66 y 4,36, respectivamente).
- Si no se advierte lo contrario, nos referiremos siempre a Nu en régimen turbulento.

Cálculo coeficientes de transmisión de calor en régimen turbulento

Variables que afectan al coeficiente de transmisión de calor individual local, h:
- Dependientes de la *conducción*: diámetro, D; longitud, L y naturaleza de la superficie.
- Dependientes del *fluido*: conductividad calorífica, k; calor específico, C_p; viscosidad, μ y densidad, ρ.
- Dependientes de la *velocidad relativa del fluido* respecto a la conducción: velocidad media, V.

$$Nu = \left(\frac{D \cdot h}{k}\right) = \Phi(Re^c, Pr^a)$$

Correlaciones determinadas a partir de datos experimentales:

- *Ecuación de Dittus-Boelter*

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

Condiciones:
- Propiedades del fluido evaluadas a la temperatura media aritmética de las temperaturas del fluido en los puntos considerados.
- Re > 10000
- 0,7 < Pr < 100
- n = 0,4 para calefacción y 0,3 para enfriamiento
- L/D > 60

- *Ecuación de Colburn*

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

Condiciones:
- Propiedades del fluido, excepto Cp, evaluadas a un valor medio de la temperatura de la película ($T_p = (T_D+T_\infty)/2$)
- Re > 10000
- 0,7 < Pr < 160
- L/D > 60

- *Ecuación de Sieder y Tate*

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_D)^{0,14}$$

Condiciones:
- Propiedades del fluido, *salvo μ_D*, evaluadas a la temperatura media aritmética de las temperaturas del fluido en los puntos considerados.
- Re > 10000
- 0,7 < Pr < 16700
- L/D > 60

A.3.-RÉGIMEN DE TRANSICIÓN (2100<Re<10000)

- Evaluación de los coeficientes de transmisión de calor para Re = 2100 y Re = 10000, mediante las oportunas correlaciones e interpolar para el número de Reynolds que corresponda.
- Para líquidos muy viscosos fluyendo en conducciones de pequeño diámetro y moderadas variaciones de T:

$$Nu = 0{,}116\cdot(\mathrm{Re}^{2/3} - 125)\cdot \mathrm{Pr}^{1/3}\cdot\left[1+\left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right]\cdot\left(\frac{\mu}{\mu_D}\right)^{0{,}14}$$

B.- CONDUCCIONES NO CILÍNDRICAS

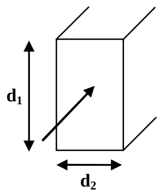
- Empleo del diámetro hidráulico D_H (o diámetro equivalente, D_e), definido como: $D_H = 4\cdot R_H = 4\frac{A}{P}$

R_H: Radio hidráulico
A: Área de la sección transversal de la corriente
P : Perímetro de mojado.

- Nu y Re calculados con el D_H

B.1.- SECCIÓN TRANSVERSAL RECTANGULAR

- Para conducciones con secciones rectangulares, se utilizará la siguiente expresión para determinar el D_H y el número de Nusselt:



$$D_H = 4\frac{A}{P} = 4\frac{d_1\cdot d_2}{2d_1 + 2d_2} = 2\frac{d_1\cdot d_2}{d_1 + d_2}$$

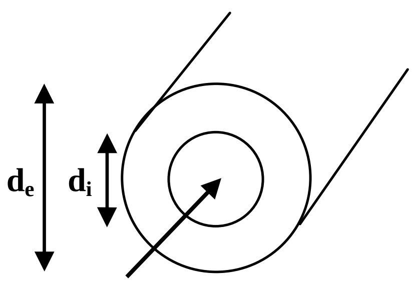
$$Nu = 0{,}023\cdot\left[1+\left(\frac{D}{L}\right)^{0{,}7}\right]\cdot \mathrm{Re}^{0{,}8}\cdot \mathrm{Pr}^{1/3}\cdot\left(\frac{\mu}{\mu_D}\right)^{0{,}14}$$

En general: $h_{rect} \approx h_{tubos}$

B.2.- SECCIÓN TRANSVERSAL ANULAR

- Transmisión de calor a través de: La pared interna, la pared externa o ambas.
- Considerar dos coeficientes de transmisión de calor individuales: h_i (superficie externa del tubo interno)
  h_e (superficie interna del tubo externo)

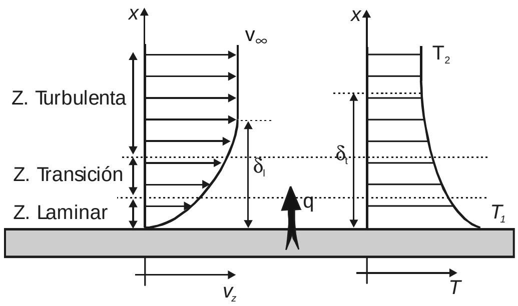
$$D_H = d_e - d_i$$



$$(Nu)_i = \frac{h_i\cdot D_H}{k} = 0{,}02\cdot \mathrm{Re}^{0{,}8}\cdot \mathrm{Pr}^{1/3}\cdot\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^{0{,}53}$$

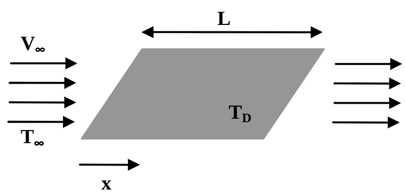
$$(Nu)_i = \frac{h_e\cdot D_H}{k} = 0{,}023\cdot\left[1+\left(\frac{D_H}{L}\right)^{0{,}7}\right]\mathrm{Re}^{0{,}8}\cdot \mathrm{Pr}^{1/3}\cdot\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^{0{,}53}$$

2.1.2. FLUJO EXTERNO SIN CAMBIO DE FASE: CONVECCIÓN FORZADA



- Sobre la superficie de los sólidos se forma la capa límite fluidodinámica y la capa límite térmica, (región del fluido afectada en su temperatura por la presencia del sólido) a través de la que se desarrolla la transmisión de calor.
- Fórmulas y correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor: Combinación del análisis teórico y la experimentación (como en flujo interno).
- Se tratarán los casos generales de transmisión de calor en flujos externos sobre:
  - Placas planas horizontales
  - Cuerpos cilíndricos
  - Esferas
  - Otros casos: bloques de tubos, superficies prolongadas con aletas o clavos…

A.- PLACAS PLANAS



x_D: Distancia desde el borde de la superficie sólida a la que se inicia la capa límite térmica.

$$Re_L = \frac{V_\infty \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad (1000 < Re_L < 5\ 10^5)$$

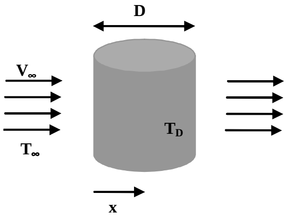
Correlaciones habitualmente empleadas:

- ***Régimen laminar (x_D=0):*** ***$Nu = 0{,}646 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$*** (Propiedades físicas del fluido evaluadas a $T = 0{,}58 \cdot (T_D - T_\infty) + T_\infty$)

- ***Régimen turbulento (x_D=0):*** ***$Nu = 0{,}0366 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$*** (Propiedades físicas del fluido evaluadas a $T = T_\infty - 40{,}1/72 \cdot (T_\infty - T_D)$)

Si no se especifica, las propiedades físicas del fluido se evaluarán a T media de película $T_p = (T_D + T_\infty)/2$

B.- GEOMETRÍA CILÍNDRICA



-Gases (amplio intervalo de Re)

$Nu = A \cdot Re_D^n \cdot Pr^{0,3}$

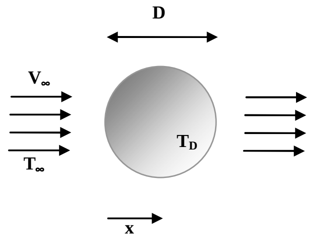
$$Re_D = \frac{V_\infty \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

Re_D	A	n	Nu para aire
1 – 4	0,960	0,330	0,890 – 1,42
4 – 40	0,885	0,385	1,40 – 3,40
40 – 4000	0,663	0,466	3,43 – 29,6
4000 – 40000	0,174	0,618	29,5 – 121
40000 – 250000	0,257	0,805	121 – 528

-Líquidos (Re = 0,1 -300):

$Nu = (0,35 + 0,56 \cdot Re_D^{0,52}) \cdot Pr^{0,3}$

C.- GEOMETRÍA ESFÉRICA



- Gases: $Re < 325$ $\quad Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3}$
  $325 < Re < 70000$ $\quad Nu = 0,46 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3}$

- Líquidos: $Nu = (0,97 + 0,68 \cdot Re^{0,52}) \cdot Pr^{1/3}$

Si no se especifica, las propiedades físicas del fluido se evaluarán a T media de película $T_p = (T_D + T_\infty)/2$

2.1.3. OTRAS CORRELACIONES DE INTERÉS EN CONVECCIÓN FORZADA

•*Flujo interno + Conducción cilíndrica + convección forzada*

1. Flujo desarrollado.	
Ec. Dittus-Boelter	
Gases y líquidos (L/D > 10) T_0 = cte; $6000 < Re < 10^6$ n = 0,4 (calef.), 0,3 (enfriam.) $0,7 < Pr < 160$; ΔT moderadas.	$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n$
Ec. Sieder-Tate	
Gases y líquidos (L/D > 60) T_0 = cte y q_0 = cte $10000 < Re_D < 10^7$ $0,7 < Pr < 10000$; ΔT elevadas.	$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{0,14}$
Ec. Kays-London	
Gases C=0,02 (T_0=cte); C=0,021 (q_0=cte) n=0,575 (calef.); 0,15 (enfriam.)	$Nu_D = C \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^n$
Ec. Petukhov-Popov	
Gases y líquidos $1000 < Re_D < 5\ 10^6$ $0,5 < Pr < 2000$	$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot Re_D \cdot Pr}{K_1 + K_2 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (1,82 \cdot \log Re_D - 1,64)^{-2}$ $K_1 = 1 + 3,4f \quad \therefore \quad K_2 = 11,7 + \frac{1,8}{Pr^{1/3}}$
Ec. de Sleicher-Rouse	
$10000 < Re_D < 10^6$ $0,1 < Pr < 10^5$	$Nu_D = 5 + 0,015 \cdot Re_D^a \cdot Pr_0^b$ $a = 0,88 - \frac{0,24}{4 + Pr_0} \quad b = 1/3 + 0,5 \cdot e^{-0,6 \cdot Pr_0}$
Analogías	
Teórica: Reynolds Empírica: Chilton-Colburn	$St = f/2$ $j_H = St \cdot Pr^{2/3} = f/2$
2. Flujo en desarrollo.	
Ec. Nusselt	
10 < L/D < 40	$Nu_D = 0,036 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^{0,054}$
Método aproximado (h*, con efectos de entrada; h, sin efectos).	
L/D > 20 F = 6 o 7, para entrada brusca (codo 180°) o media (codo 90°)	$\frac{h^*}{h} = \left[1 + F\frac{D}{L}\right]$
2 < L/D < 20	$\frac{h^*}{h} = 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7}$

• *Flujo externo + tubo + convección forzada*

Cilindros regulares (Sección circular) y flujo perpendicular	
Ecuación de Zukauskas.	
Gas y líquido, propiedades a T? . n = 0,37 (Pr? 10), n = 0,36 (Pr >10) C y m: Tabla 19-3. $0{,}7 < Pr < 500$; $1 < Re_D < 10^6$	$Nu_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_0}\right)^{1/4}$
Ecuación de Churchill y Bernstein	
Gas y líquido, propiedades a T_P. $Re_D\ Pr > 0{,}2$	$Nu_D = 0{,}3 + \frac{0{,}62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1+(0{,}4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1+\left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$
Ecuación de Quarmby y Al-Fakhri (**Cilindros cortos: L/D < 4**)**	
Gases (aire), propiedades a T_P. $7\ 10^4 < Re_D < 2{,}2\ 10^5$	$Nu_D = 0{,}123 \cdot Re_D^{0{,}651} + 0{,}00416\left(\frac{D}{L}\right)^{0{,}85} \cdot Re_D^{0{,}792}$

Coef. de ec. de Zukauskas

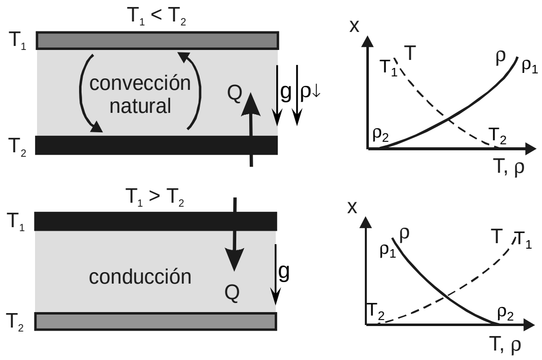
Re_D	C	m
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1 10^3	0,51	0,5
1 10^3 - 2 10^5	0,26	0,6
2 10^5 - 1 10^6	0,076	0,7

2.1.4. CÁLCULO COEFICIENTES INDIVIDUALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR: CONVECCIÓN NATURAL

Transporte debido a corrientes producidas por cambios de densidad de un fluido *en reposo* por la existencia de perfiles de temperatura o concentración.

EJEMPLOS: Refrigeración de líneas y equipos eléctricos, radiadores de vapor y agua calientes, pérdidas de calor en equipos y tuberías (en ocasiones combinado con radiación).

Fluido confinado entre dos placas planas



Grashof: $Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2 \cdot (T_0 - T_\infty) \cdot L^3}{\mu^2} = \frac{\text{F. Empuje (flotación)}}{\text{F. rozamiento}}$ <> Reynolds

Rayleigh: $Ra_L = Gr_L \cdot Pr$

β: coef. de expansión térmica

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P$$

A- CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN CONVECCIÓN NATURAL

•*Flujo externo + tubo o placa vertical + convección natural*

Gryzagoridis (Cilindro y placa plana verticales)	
$10 < Gr_L\,Pr < 10^8$	$Nu_L = 0{,}68 \cdot Pr^{1/2} \dfrac{Gr_L^{1/4}}{(0{,}952 + Pr)^{1/4}}$
McAdams (Cilindro y placa plana vertical)	
Turbulento $Gr_L > 10^9$	$Nu_L = 0{,}13 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/3}$

•*Flujo externo + tubo horizontal + convección natural*

Cilindro horizontal (Churchill-Chu)	
$Ra_D < 10^{12}$	

$$Nu_D = \left[0{,}60 + \frac{0{,}387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\dfrac{0{,}559}{\mathrm{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2$$

Si no se especifica, las propiedades físicas del fluido se evaluarán a T media de película $T_p = (T_D + T_\infty)/2$