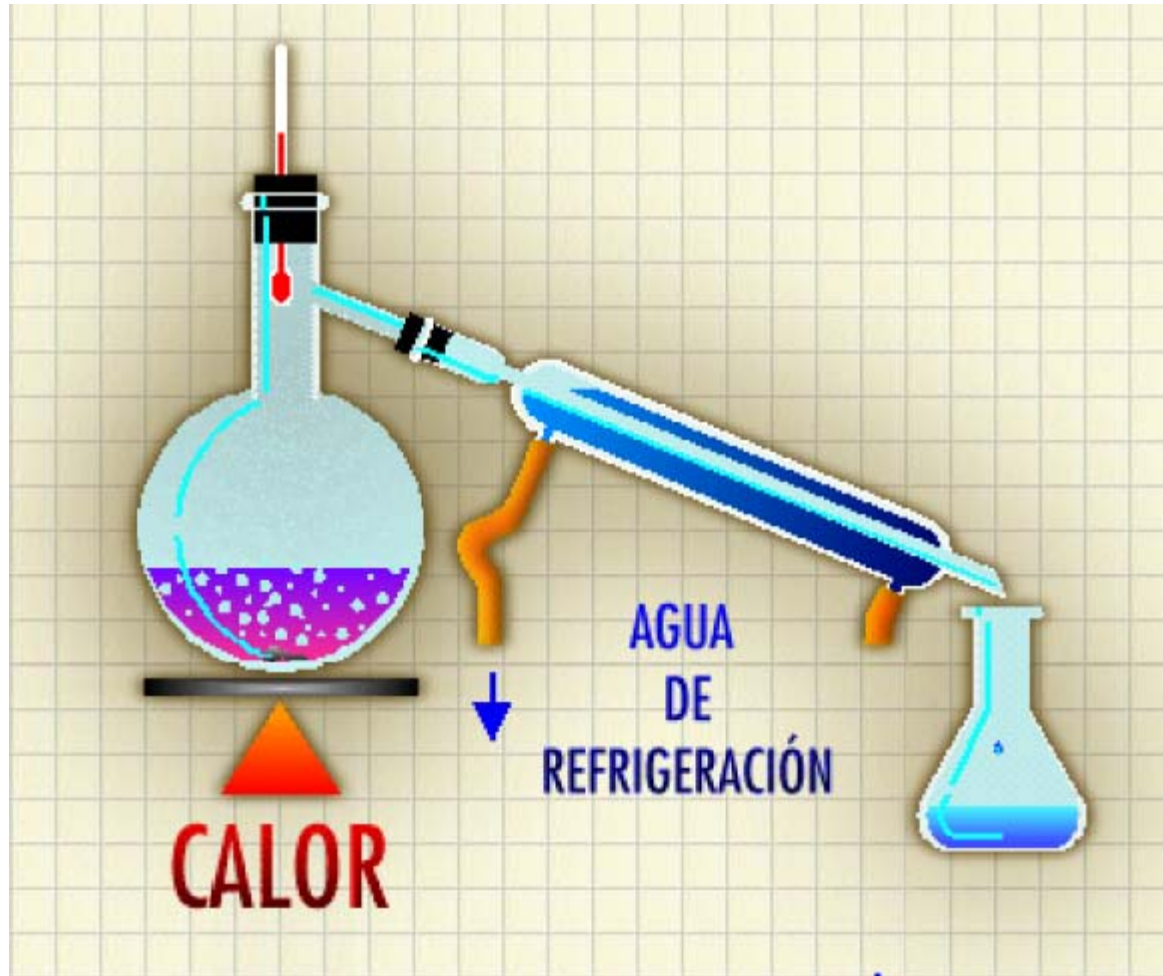


Transferencia de calor con cambio de fase

Prof. Dosinda González-Mendizabal

Departamento de Termodinámica y Fenómenos de
Transferencia, Universidad Simón Bolívar
Grupo de Fenómenos de Transporte, USB

Cambio de fase



Cambio de fase

Fluidos térmicos

	Agua	Dow-therm A*	Dow-therm E*	Hi Tec**	Therminol FR-2***	Mercurio	NaK
Fórmula	H ₂ O	(C ₆ H ₅) ₂ O (C ₆ H ₅) ₂	C ₆ H ₄ Cl ₂	NaNO ₂ ⁺ NaNO ₃ ⁺ KNO ₃	-----	Hg	44% wt. K
Pto fusión, °C	0	12	-21.5	142.2	-6.67	-39	18.3
Pto eb, °C	100	257.5	177.7	-----	340	357	825.5
C _p , kJ/kg·°C	0.24 (100°C)	2.20 (257,7°C)	1.72 (177,7 °C)	1.56 (148,8 °C)	1.39 (340 °C)	0.14 (100 °C)	1.05 (315°C)
K _{liq} W/m·K	0.675	0.13	0.11	0.06	0.10	8.33	26.8

*Dowtherm® de Dow chemical Company

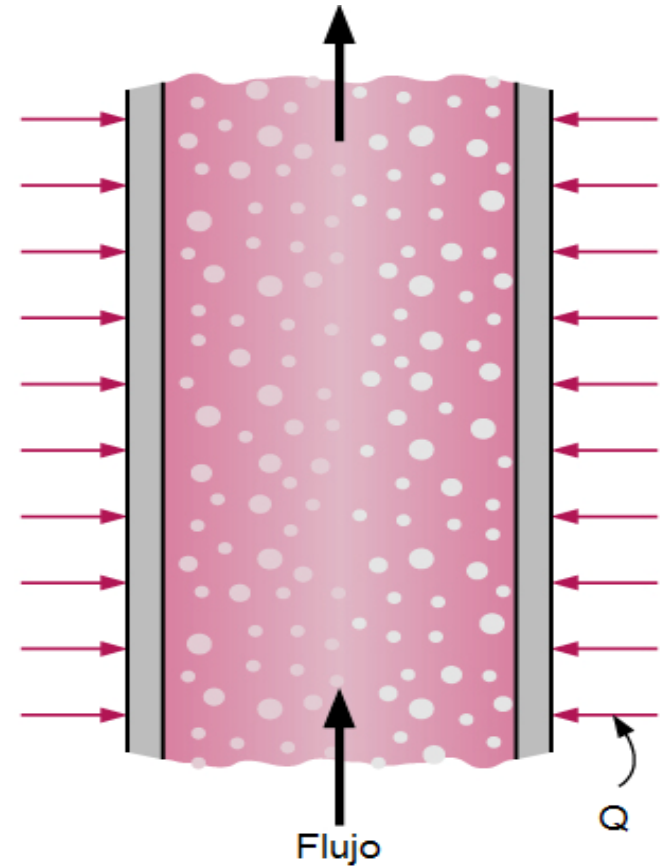
**Hi Tec® de Dupont

***Therminol® Monsanto Co.

Ebullición



Estancada o en piscina

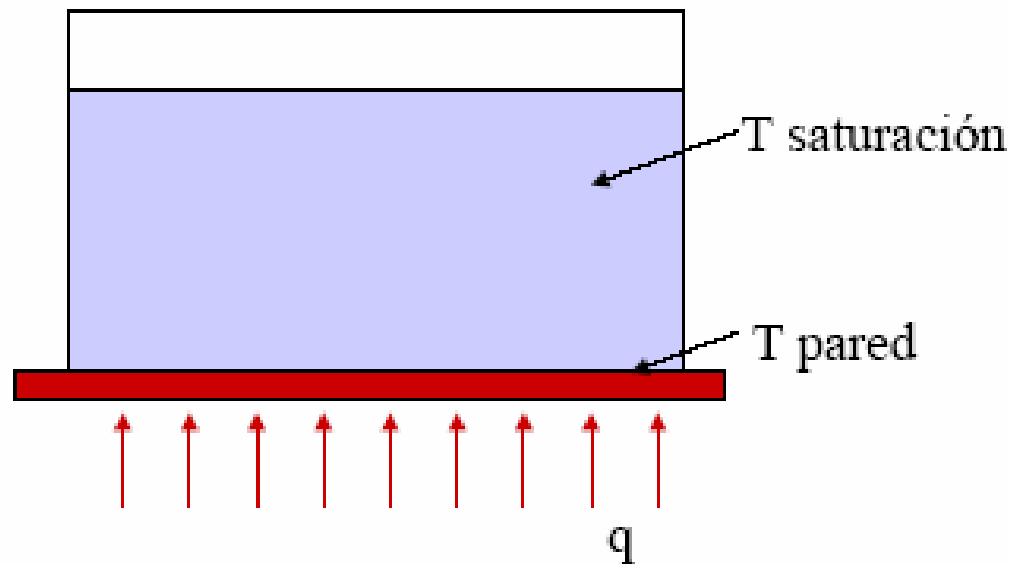


Forzada

Ebullición estancada

Descripción física del proceso:

Superficie de calentamiento (placa o alambre) sumergida en un recipiente lleno de agua a T de saturación **sin agitación externa** (Agua hirviendo en un calentador)

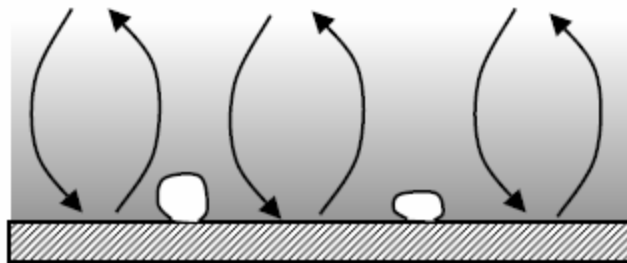


Ebullición estancada

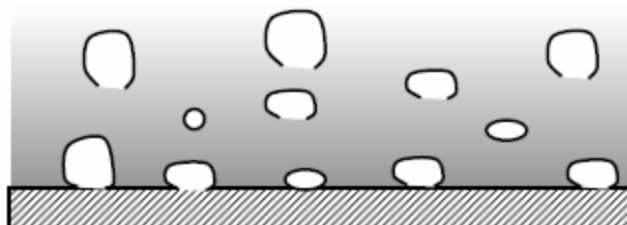
Aumentando la T de pared:

1) Comienzo de la ebullición:

Formación de burbujas de gas en la superficie de la pared
(localizado en imperfecciones, rugosidades)



Inicio de la ebullición



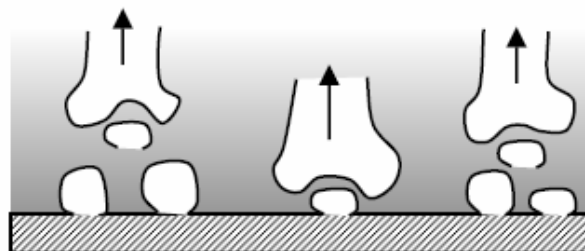
Régimen de burbujas
individuales

Ebullición estancada

Aumentando la T de pared:

2) Aumenta el número de burbujas formado

Las burbujas se agregan formando columnas que vapor

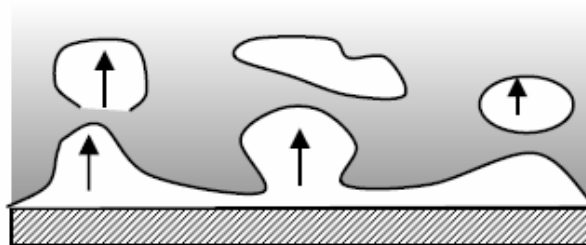


Régimen de glóbulos y burbujas

3) Aumenta el número y tamaño de las columnas

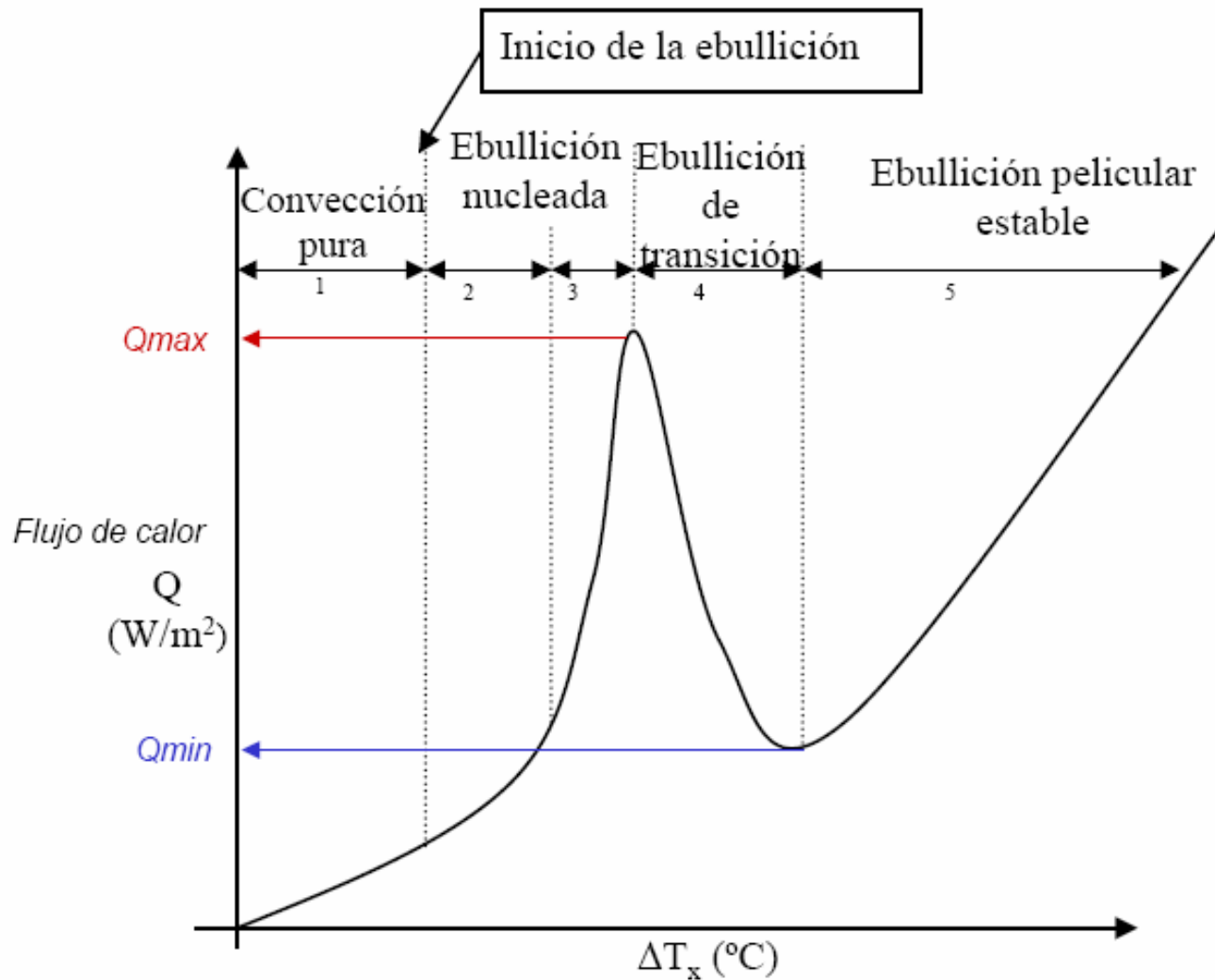
Agregación de columnas

Finalmente se produce una capa de vapor que cubre toda la superficie de la pared



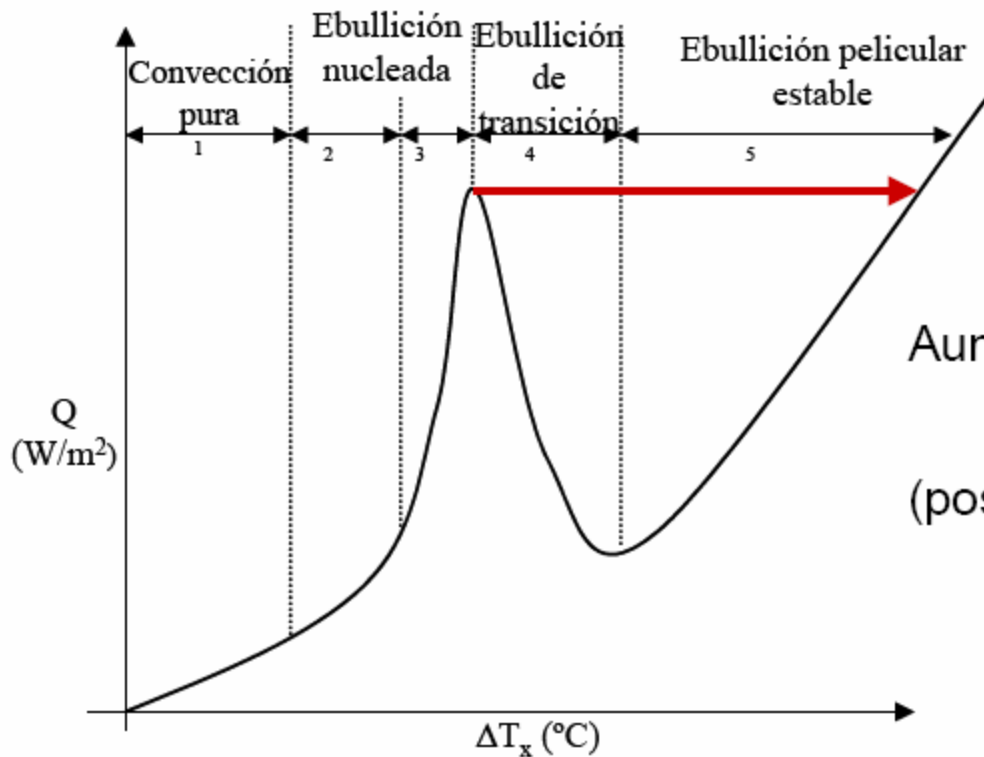
Ebullición en película estable

Ebullición estancada



Ebullición estancada

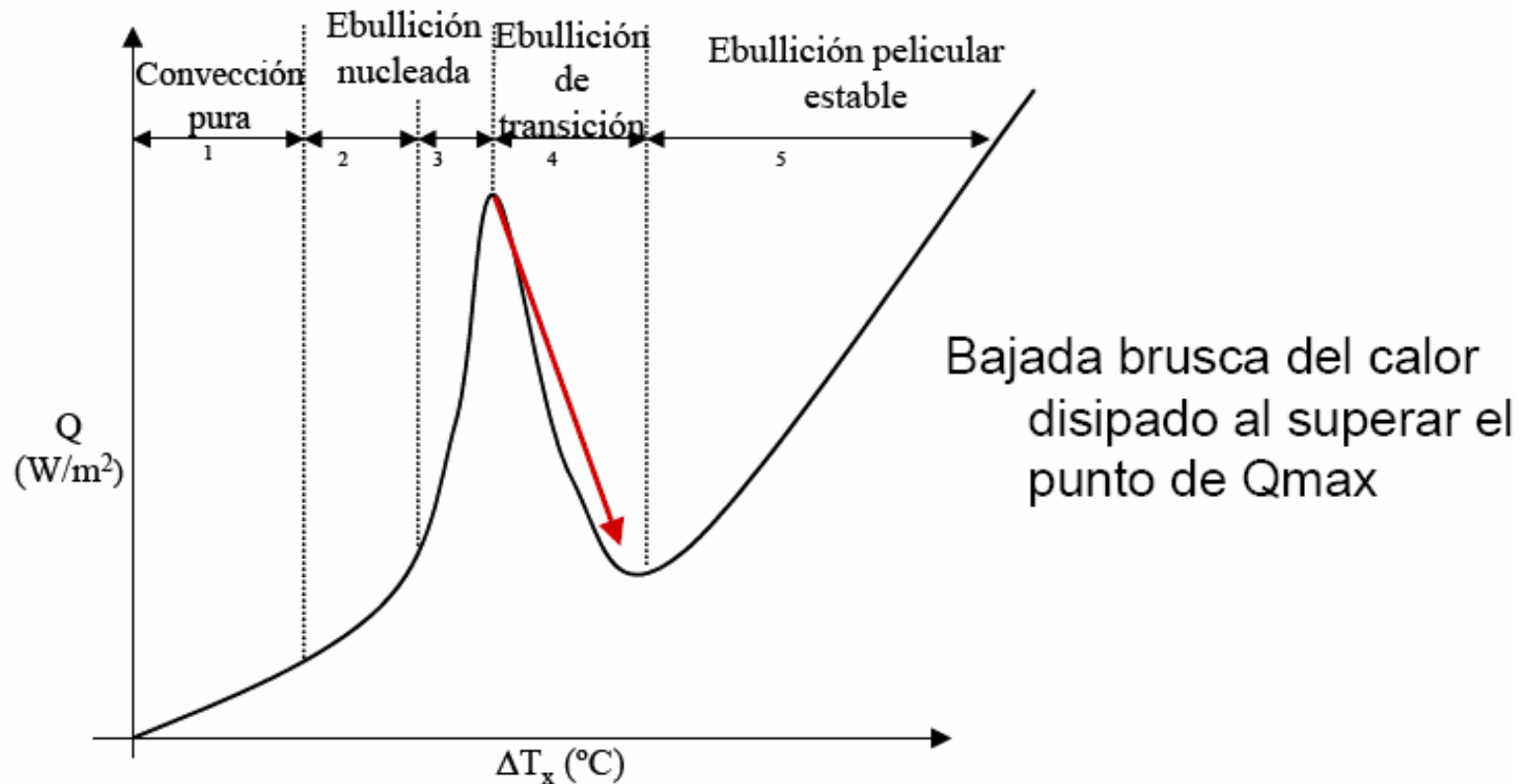
Control de Q (ej. con una resistencia eléctrica)



Aumento súbito de la T de pared
(posibilidad de que se quemara la resistencia)

Ebullición estancada

Control de T (ej. condensando un vapor)





Ebullición estancada: Tipos de ebullición

- GLOBAL: Cuando todo el líquido está saturado.
- LOCAL: Cuando el líquido está sub-enfriado pero alrededor de la superficie calentadora tiene una capa sobrecalentada que permite la formación de burbujas.

En ambos casos los mecanismos de formación de burbujas y de transferencia de calor son similares.

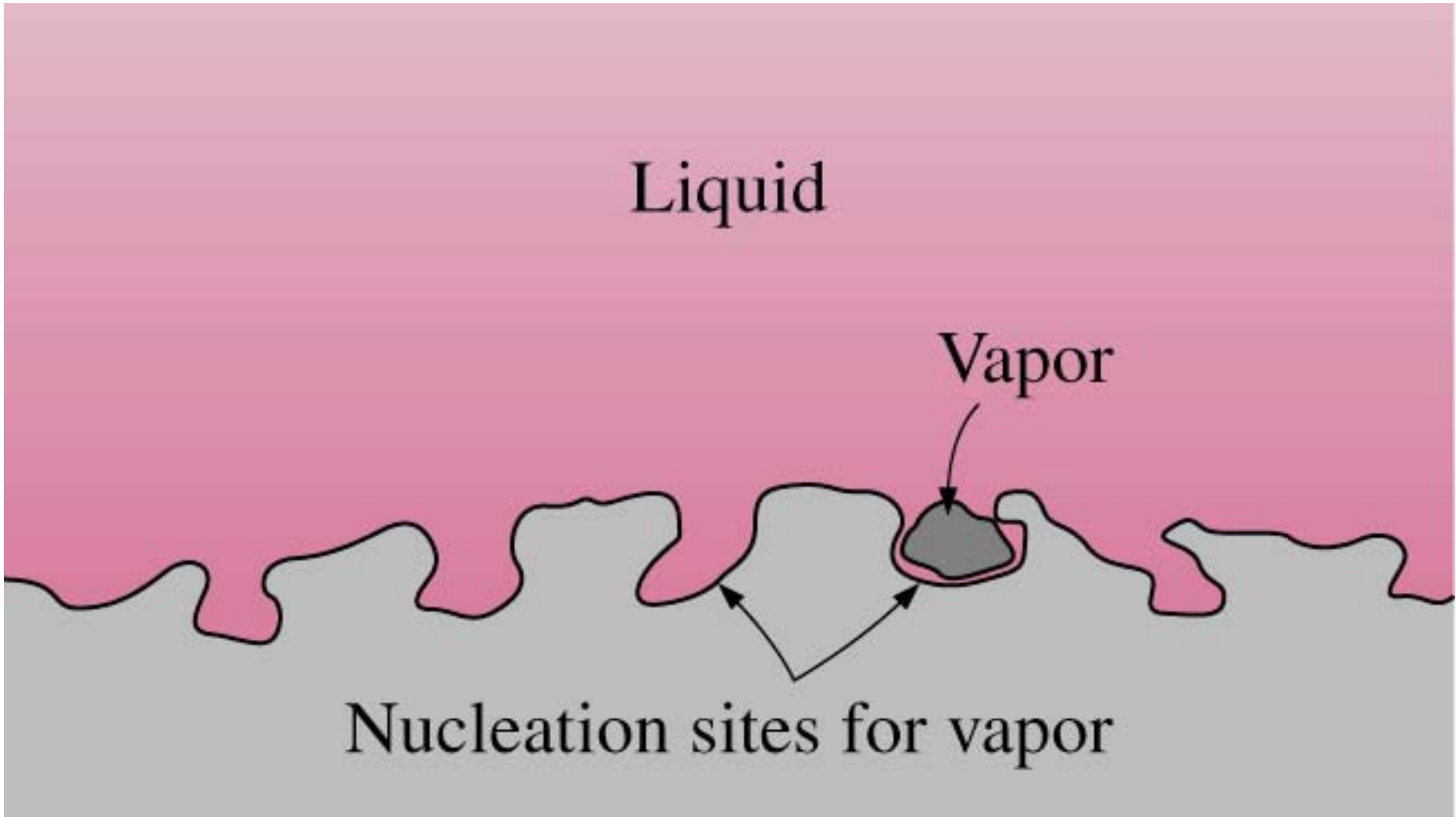


Ebullición estancada

Variables que la afectan:

- Grado de sobrecalentamiento.
- Naturaleza de la superficie:
 - Rugosidad: Determina el número de sitios de nucleación.
 - Angulo de contacto: Medida de la humectancia de una superficie con un fluido en particular.
 - Forma y orientación: Prácticamente no afecta.

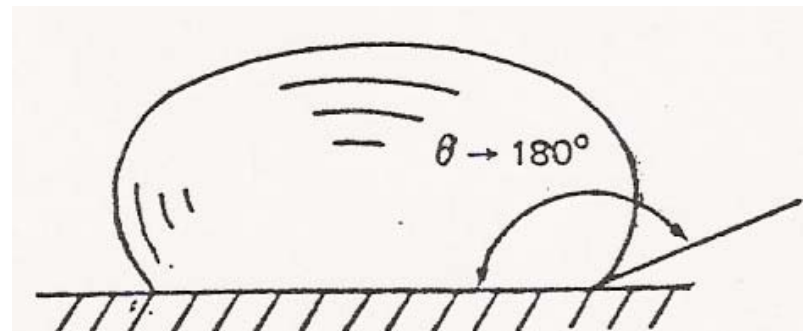
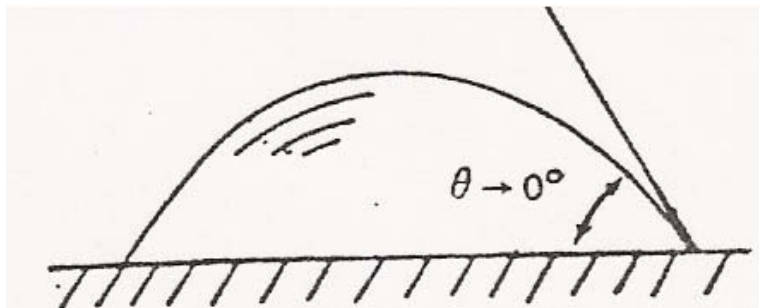
Lugares de nucleación



Ebullición estancada

Angulo de contacto:

- El ángulo de contacto disminuye con el grado de humectación. Mejora la transferencia de calor.
- No depende de la forma de la superficie.





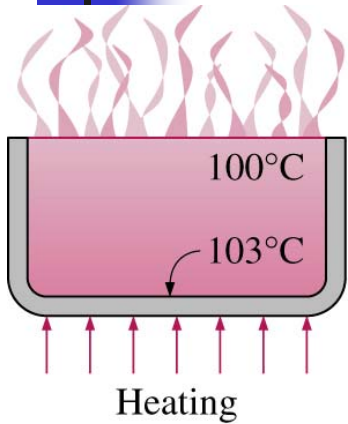
Ebullición estancada

Importancia de la naturaleza de la superficie

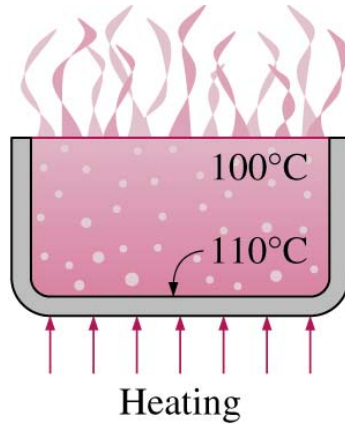
Tipo de superficie	h (W/m ² K)
Superficie después de 8 h de uso y 48 h inmersa en agua	8000
Superficie después de ser tratada con chorro de arena	3900
Superficie tratada con chorro de arena, después de un tiempo largo de uso	2600
Superficie recubierta con cromo	2000

Caso: Agua hirviendo sobre placas de cobre, $\Delta T = 5,6 \text{ }^\circ\text{C}$

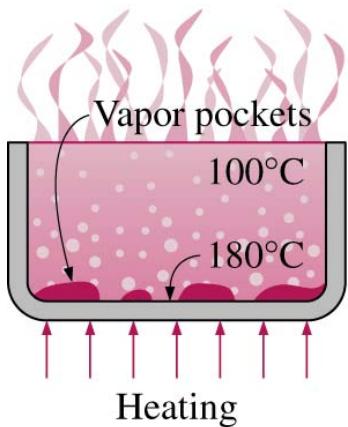
Ebullición estancada



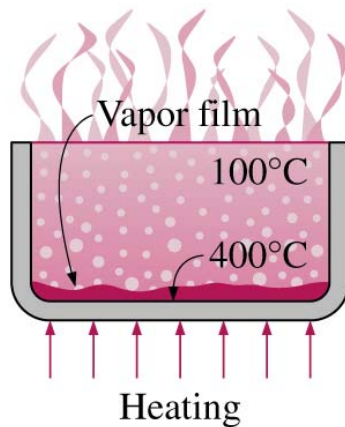
(a) Natural convection boiling



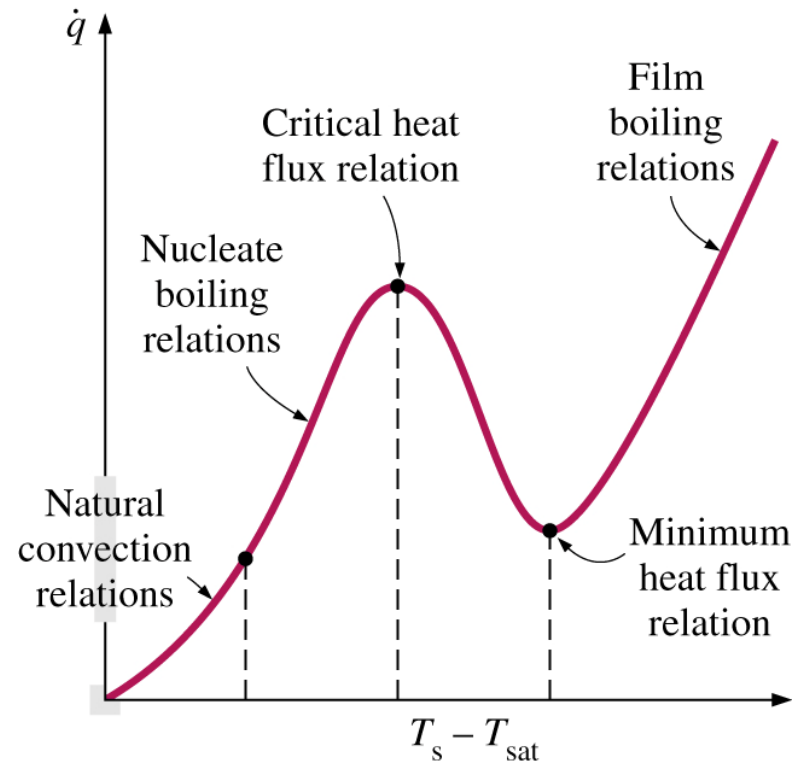
(b) Nucleate boiling



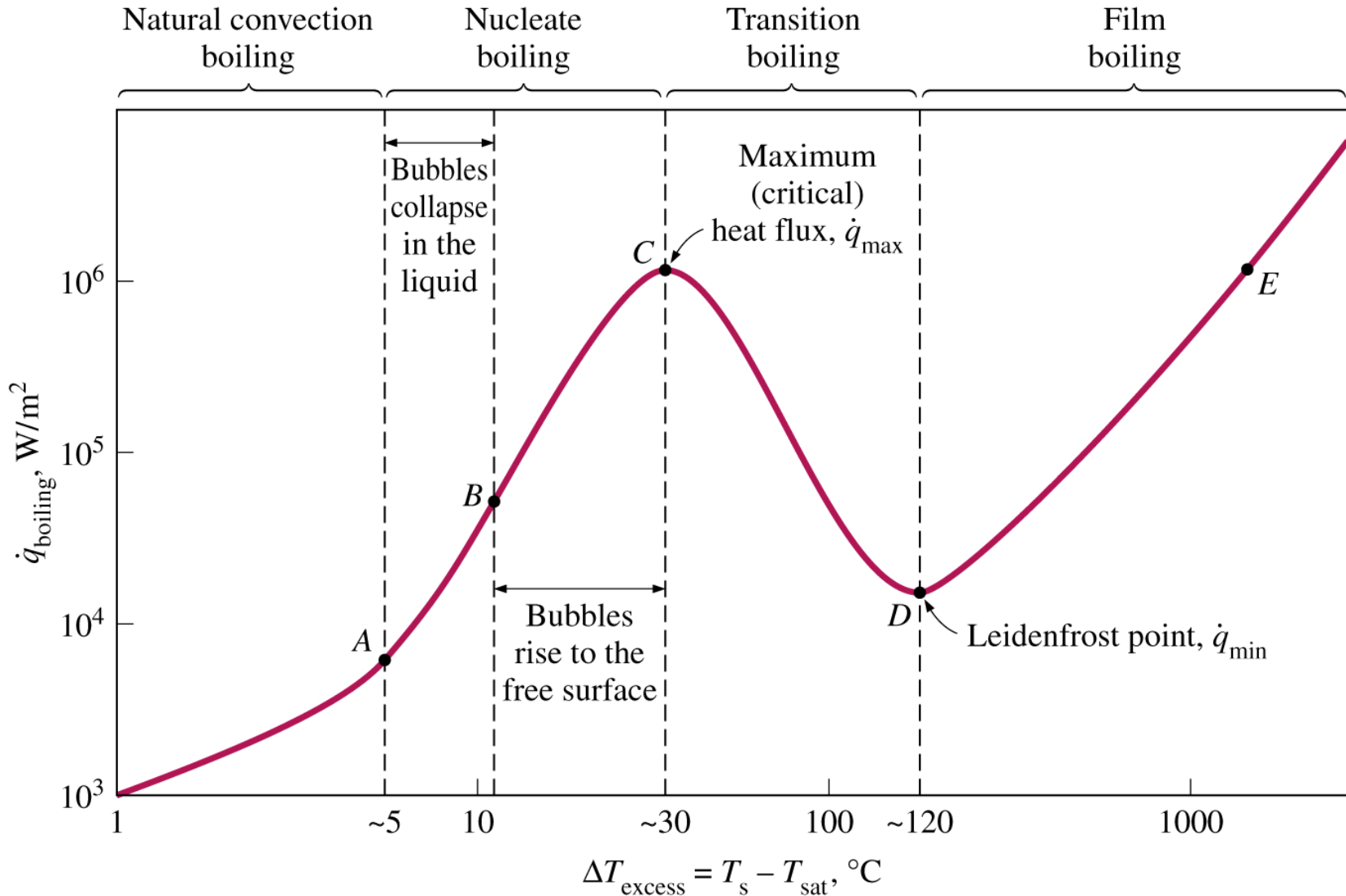
(c) Transition boiling



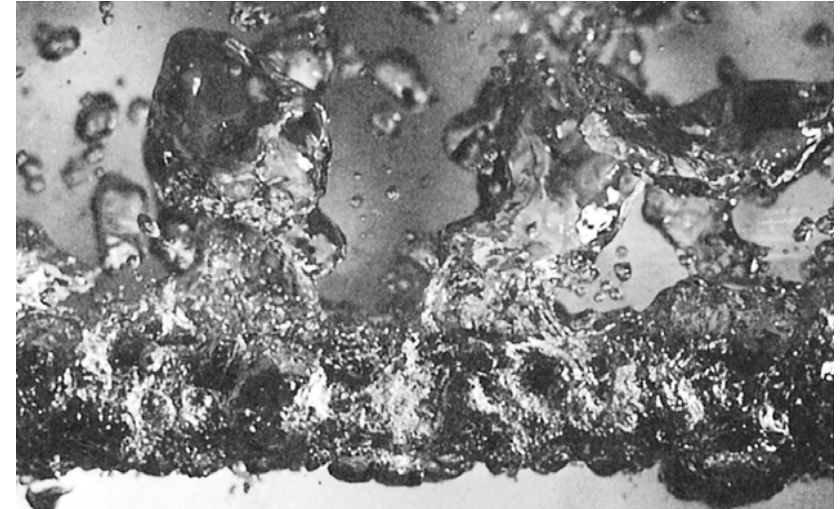
(d) Film boiling



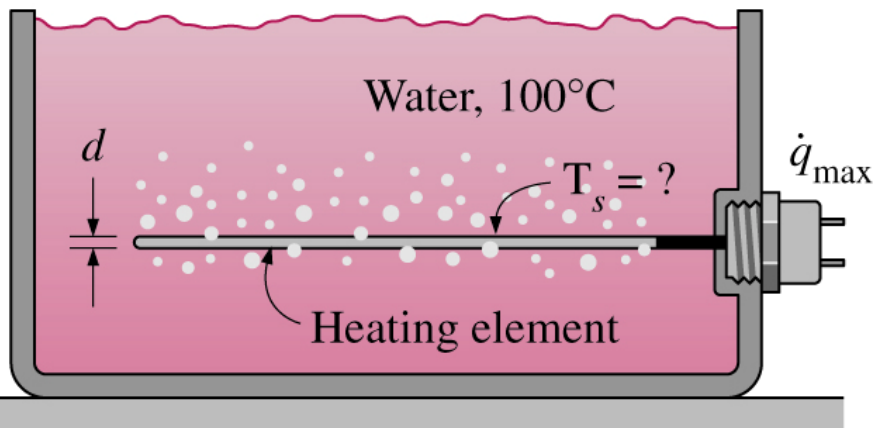
Curva típica de ebullición para agua



Ebullición nucleada

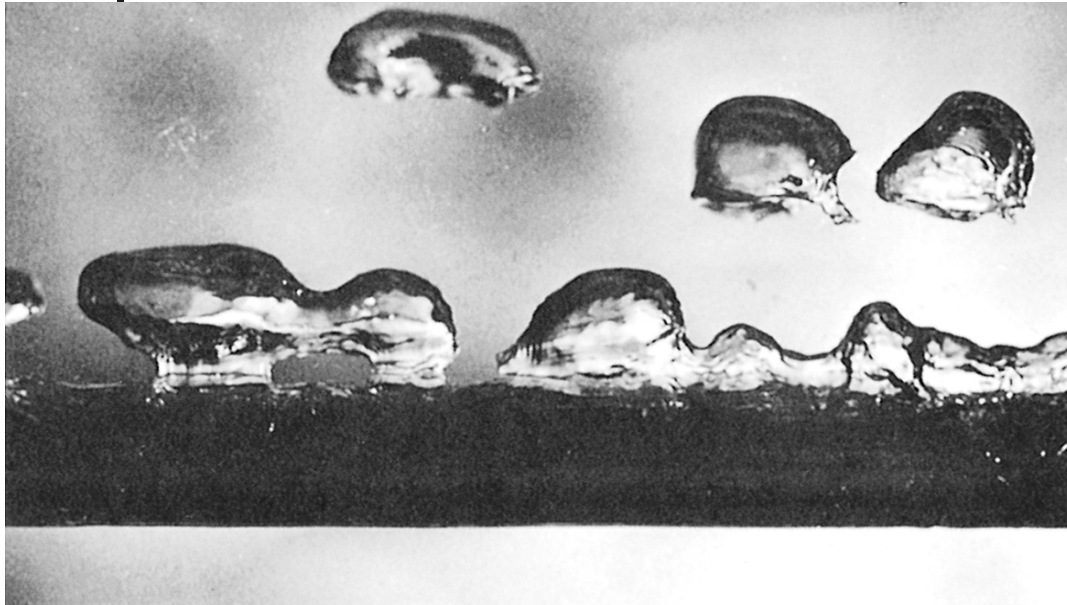


$P = 1 \text{ atm}$



$$\dot{q}_{\text{nucleate}} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_s - T_{\text{sat}})}{C_{sf} h_{fg} \text{Pr}_l^n} \right]^3$$

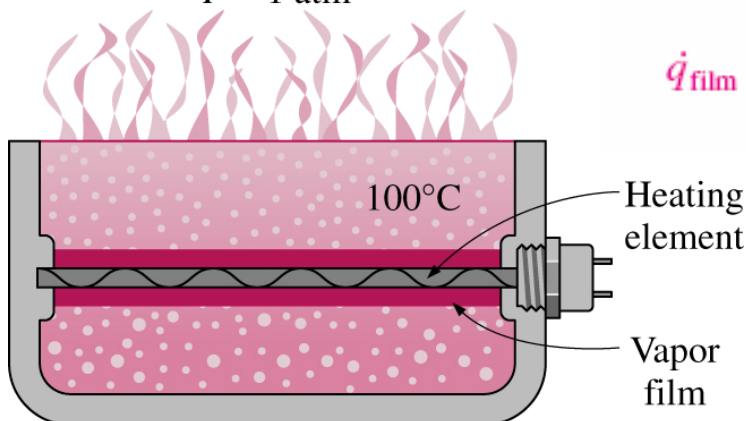
Ebullición en película



$$C_{\text{film}} = \begin{cases} 0.62 & \text{for horizontal cylinders} \\ 0.67 & \text{for spheres} \end{cases}$$

$P = 1 \text{ atm}$

$$\dot{q}_{\text{film}} = C_{\text{film}} \left[\frac{gk_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.4C_{pv} (T_s - T_{\text{sat}})]^{1/4}}{\mu_v D (T_s - T_{\text{sat}})} \right] (T_s - T_{\text{sat}})$$



Si T_s es mayor a 300°C

$$\dot{q}_{\text{total}} = \dot{q}_{\text{film}} + \frac{3}{4} \dot{q}_{\text{rad}}$$

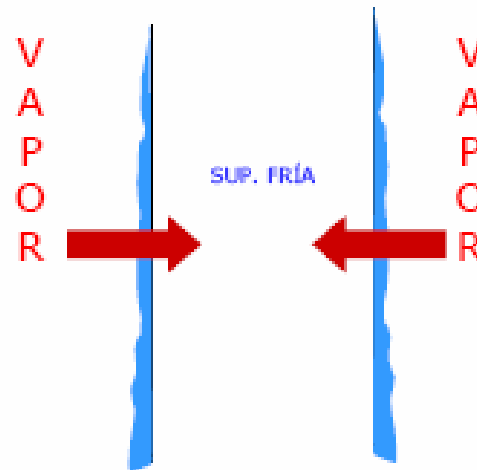
$$\dot{q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{\text{sat}}^4)$$

Condensación

Mecanismos de condensación

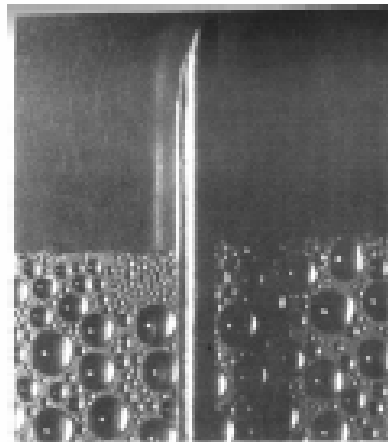
En película: el vapor condensante, al ponerse en contacto con la superficie fría, moja el tubo, de manera que se forma una película continua de condensado.

$$1200 < h < 12000 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$$



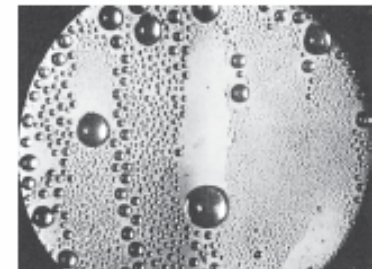
Condensación

En gotas: si las gotas formadas de condensado no mojan la superficie, después de un ligero crecimiento caen, liberando superficie fría para la condensación.



Película

Gotas



Como el flujo de calor no tiene que atravesar una película de condensado por conducción, $\rightarrow h \uparrow$

$$5800 < h < 58000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

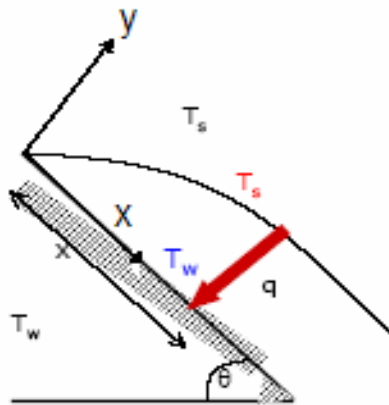
Sin embargo, se han reportado hasta ($h \sim 300.000 \text{ W/m}^2\text{K}$)

Condensación en película

Coeficientes de condensación en película sobre Superficies Verticales o inclinadas

Vapor saturado en contacto con una superficie fría

Método de **Nusselt** (1916): Método clásico



Película de condensado
desciende por gravedad
con **flujo laminar**

→ **Conducción en la película**

Suposición:

$$T_{\text{pelic., lado frío}} = T_w \text{ (global sólido)}$$

$$T_{\text{pelic., lado cal.}} = T_s \text{ (saturación gas)}$$

Aproximaciones de Nusselt

Coeficiente convectivo: Placa plana vertical

$$\delta = \left[\frac{4 x k_L (T_{\text{sat}} - T_w) \nu_L}{h'_{\text{fg}} g (\rho_L - \rho_V)} \right]^{1/4}$$

$$h = \frac{-k_L \left. \frac{\partial T_L}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_w - T_{\text{sat}})} = \frac{k_L}{\delta}$$

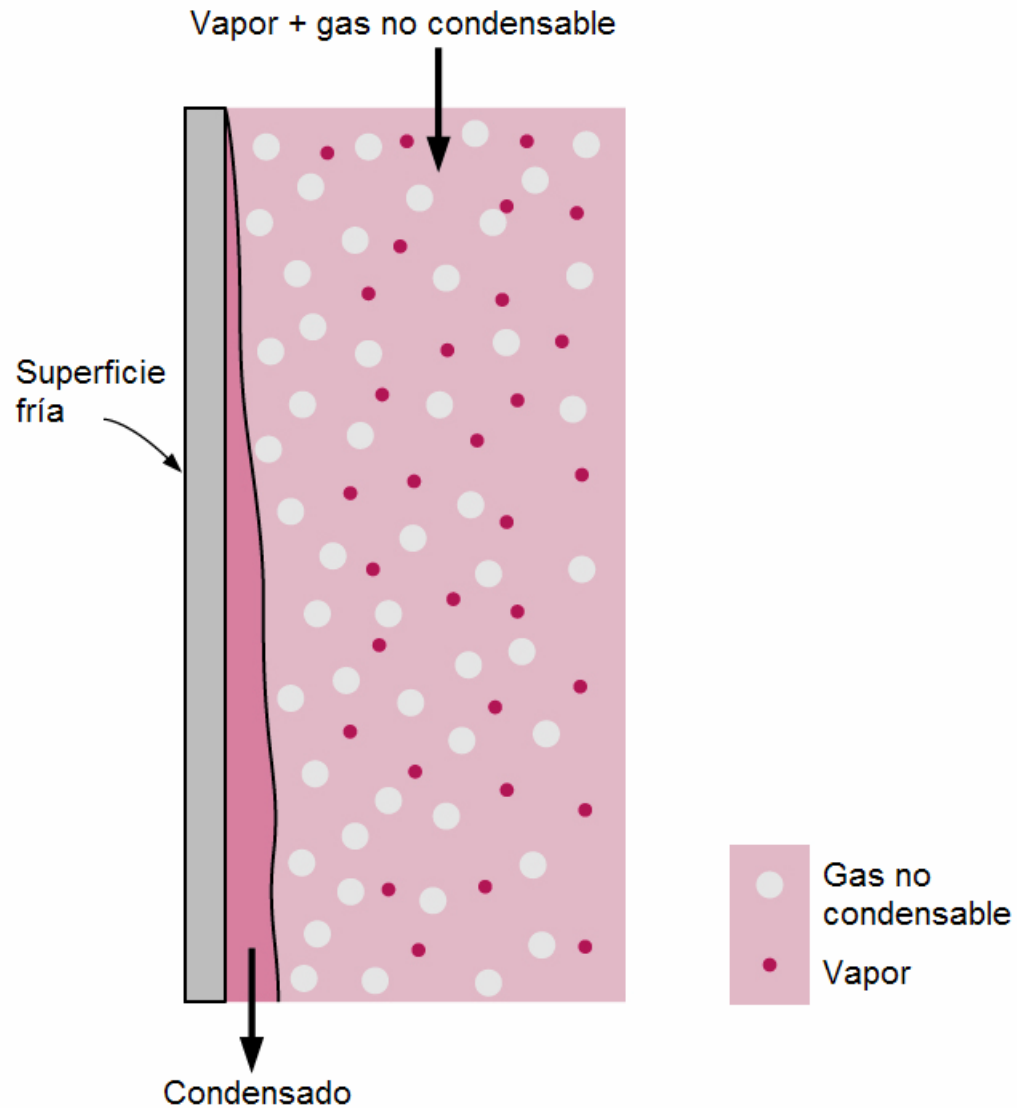
$$h_x = \left[\frac{h'_{\text{fg}} g (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{4 x (T_{\text{sat}} - T_w) \nu_L} \right]^{1/4}$$

Coeficiente convectivo global:

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = 0,943 \left[\frac{h'_{\text{fg}} g (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{L (T_{\text{sat}} - T_w) \nu_L} \right]^{1/4}$$

Condensación en película laminar
sin ondas
Placa plana vertical,
Propiedades del vapor a T_{sat}
Propiedades del líquido a T_f

Coeficiente convectivo: Efecto de gases no condensables



Coeficiente convectivo: Subenfriamiento y sobrecalentamiento

Corrección por subenfriamiento del líquido

- Para fluidos con bajas entalpías (refrigerantes): $h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8}Cp_L (T_{sat} - T_w)$
- Un análisis exacto permite llegar a: $h'_{fg} = h_{fg} + \left(0,683 - \frac{0,228}{Pr_L}\right)Cp_L (T_{sat} - T_w)$
- Rohsenow recomendó: $h'_{fg} = h_{fg} + 0,68Cp_L (T_{sat} - T_w)$

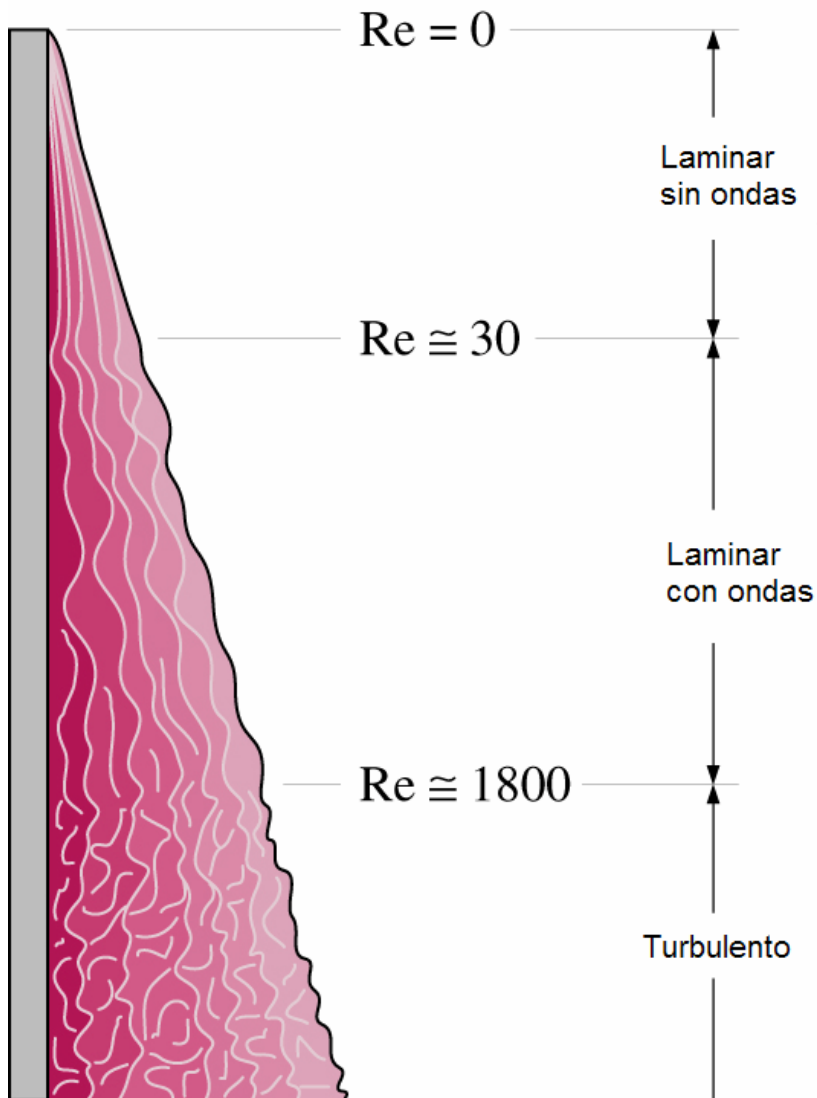
Corrección por sobrecalentamiento del vapor

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68Cp_L (T_{sat} - T_w) + Cp_v (T_v - T_{sat})$$



Este término por lo general es despreciable

Condensación en película



$$Re = \frac{\rho_L u_m D_{eq}}{\mu_L}$$

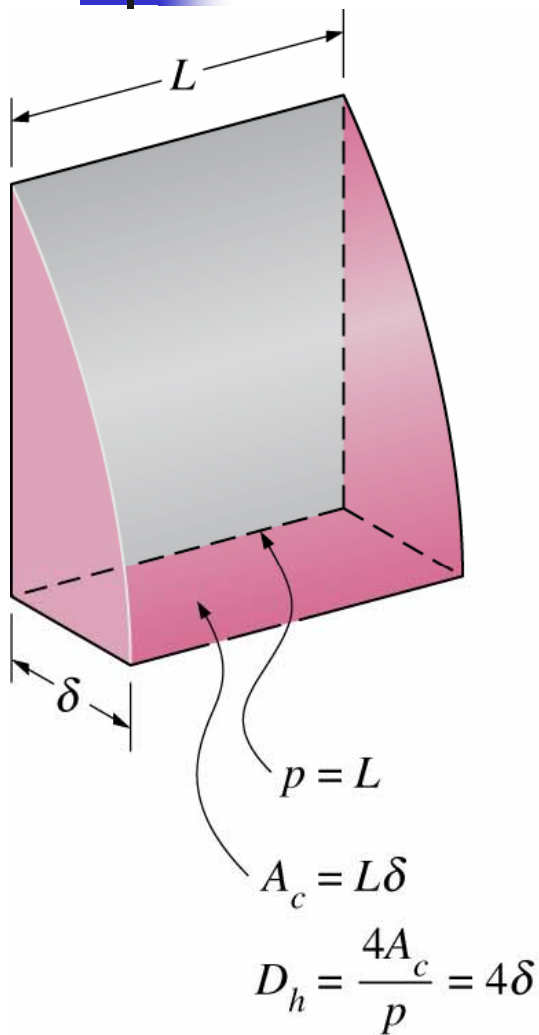
Donde u_m es la velocidad promedio en la película

$$D_{eq} = D_h = \frac{4 \text{ Area de flujo}}{\text{Perímetro mojado}} = 4\delta$$

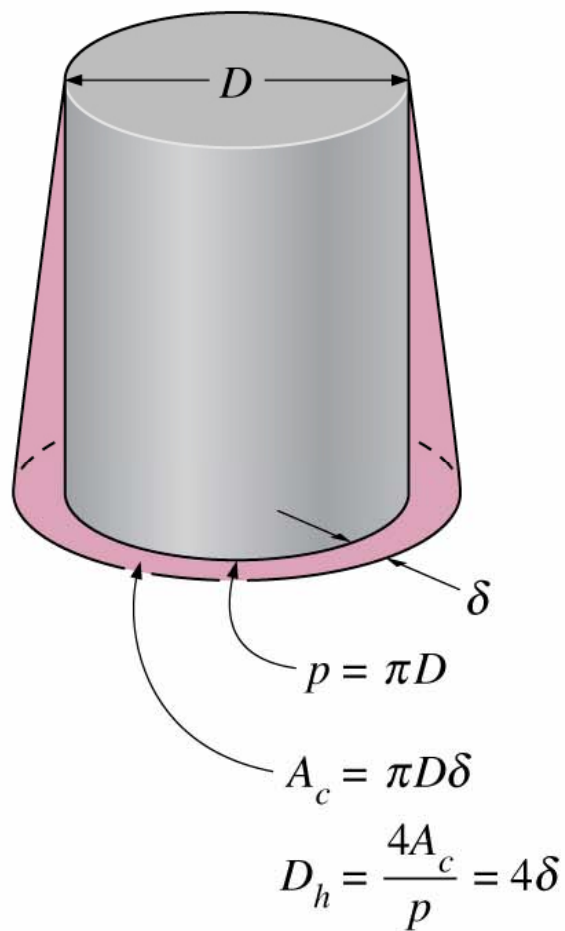
Reemplazando se llega a:

$$Re_\delta = \frac{4m_L}{\mu_L b} = \frac{4\Gamma}{\mu_L} = \frac{4g\rho_L(\rho_L - \rho_V)\delta^3}{3\mu_L^2}$$

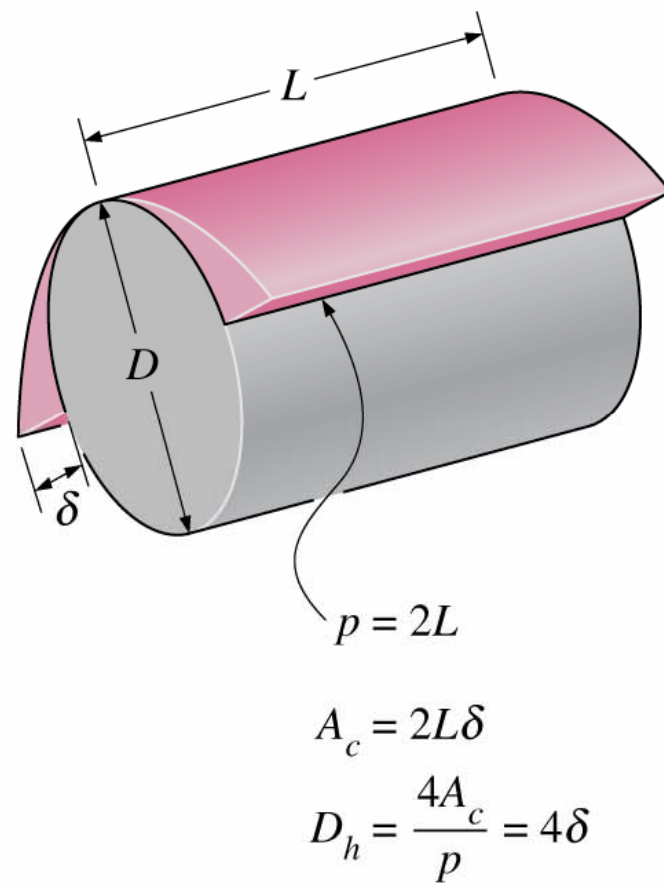
Diámetro equivalente o hidráulico



(a) Placa vertical

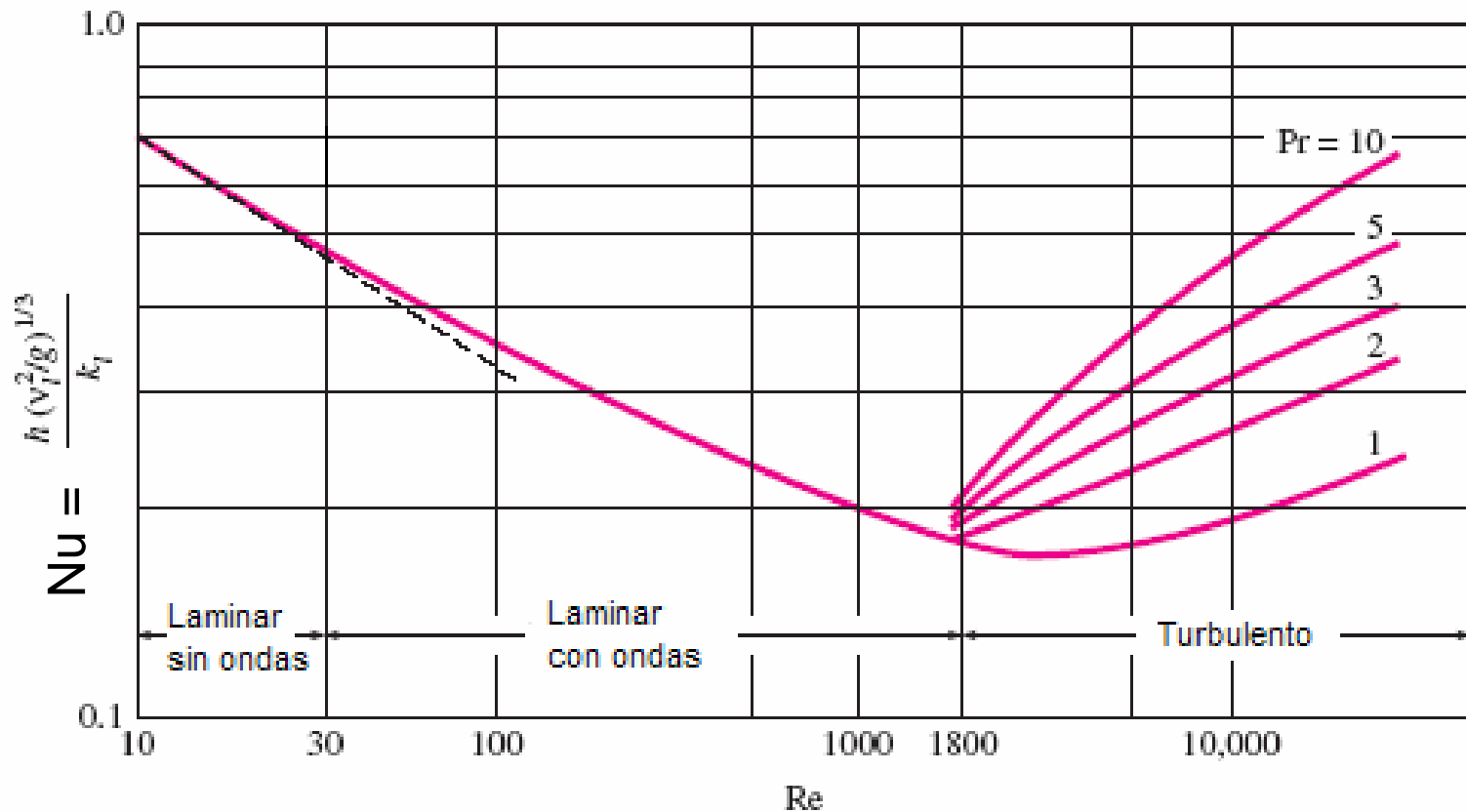


(b) Cilindro vertical



(c) Cilindro horizontal

Condensación sobre placa vertical



Condensación sobre placa vertical

$$m_L = \frac{Q}{h'_{fg}} = \frac{h A (T_{sat} - T_w)}{h'_{fg}}$$

$$Re_\delta = \frac{4m_L}{\mu_L b} = \frac{4g\rho_L(\rho_L - \rho_V)\delta^3}{3\mu_L^2}$$

Laminar sin ondas

$$h = 0,943 \left[\frac{h'_{fg} g (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{L (T_{sat} - T_w) \nu_L} \right]^{1/4} \quad \text{si } Re_\delta \leq 30$$

$$Nu_* = \frac{h \left(\frac{\nu_L^2}{g} \right)^{1/3}}{k_L} = 1,47 Re_\delta^{-1/3} \quad \text{si } Re_\delta \leq 30 \text{ y } \rho_V \ll \rho_L$$

$$Re_\delta = \frac{4g}{3\nu_L^2} \left(\frac{k_L}{3h/4} \right)^3 \quad \text{Donde } * = \left(\frac{\nu_L^2}{g} \right)^{1/3}$$

Condensación sobre placa vertical

Laminar con ondas

$$30 \leq \text{Re}_\delta \leq 1800 \quad \text{y} \quad \rho_v \ll \rho_L$$

$$\text{Nu}_* = \frac{h \left(\frac{v_L^2}{g} \right)^{1/3}}{k_L} = \frac{\text{Re}_\delta}{1,08 \text{Re}_\delta^{1,22} - 5,2}$$

$$\text{Re}_{\text{Laminar con ondas}} = \left[4,81 + \frac{3,70 L k_L (T_{\text{sat}} - T_w)}{\mu_L h'_{\text{fg}}} \left(\frac{g}{v_L^2} \right)^{1/3} \right]^{0,820}$$

Simplificaciones:

Kutateladze: $h_{\text{con ondas}} = 0,8 \text{Re}^{0,11} h_{\text{sin ondas}}$

Mc Adams: $h_{\text{con ondas}} = 1,2 h_{\text{sin ondas}}$

Holman (1990): $h_{\text{con ondas}} = h_{\text{sin ondas}}$ (Modelo conservador)

Condensación sobre placa vertical

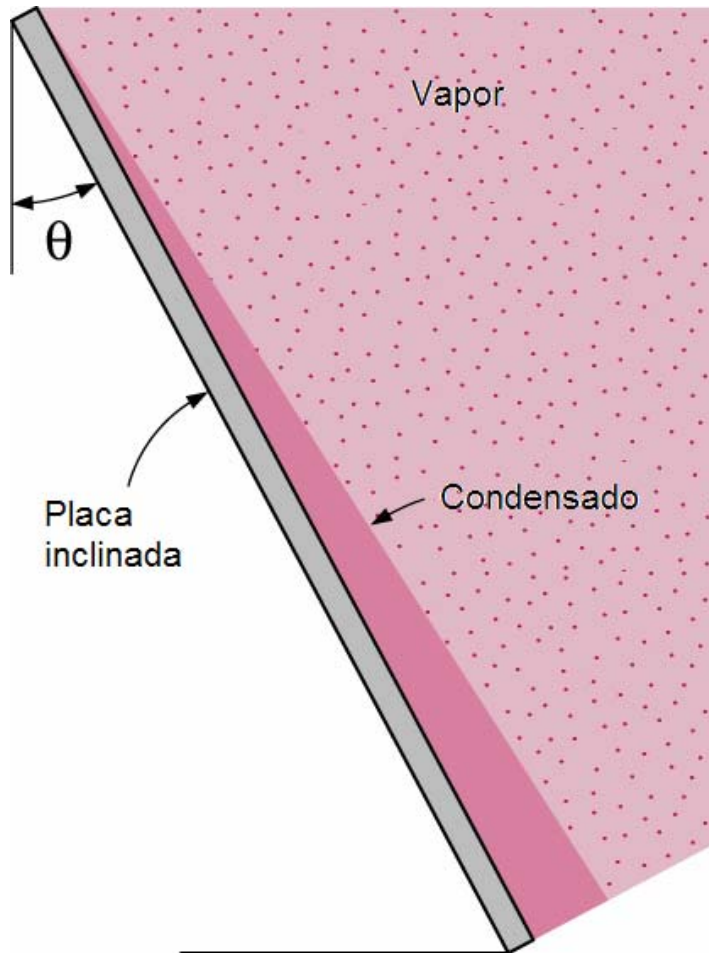
Turbulento

$$\text{Re}_\delta \geq 1800 \quad \text{y} \quad \rho_V \ll \rho_L$$

$$\text{Nu}_* = \frac{h \left(\frac{v_L^2}{g} \right)^{1/3}}{k_L} = \frac{\text{Re}_\delta}{8750 + 58 \text{Pr}^{-0,5} (\text{Re}_\delta^{0,75} - 253)}$$

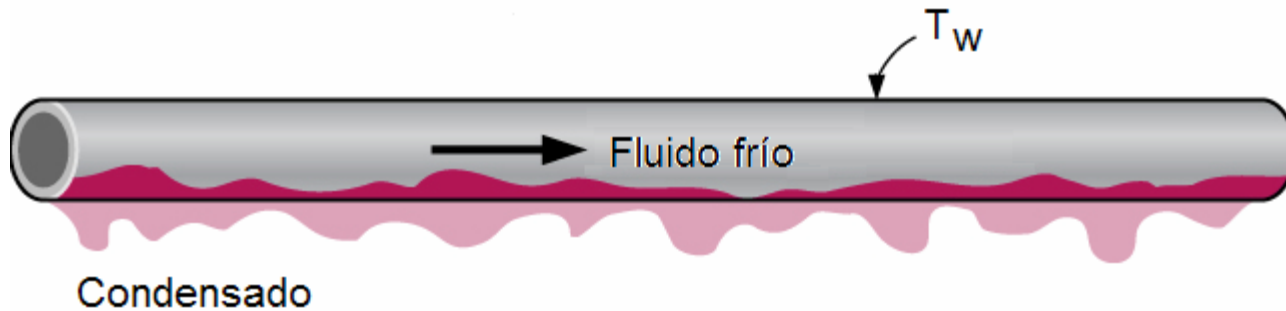
$$\text{Re}_{\text{Turbulento}} = \left[\frac{0,0690 L k_L \text{Pr}^{0,5} (T_{\text{sat}} - T_w)}{\mu_L h'_{fg}} \left(\frac{g}{v_L^2} \right)^{1/3} - 151 \text{Pr}^{0,5} + 253 \right]^{4/3}$$

Placas inclinadas



$$h_{\text{Placa inclinada}} = h_{\text{Placa vertical}} (\cos \theta)^{1/4}$$

Tubos horizontales y esferas



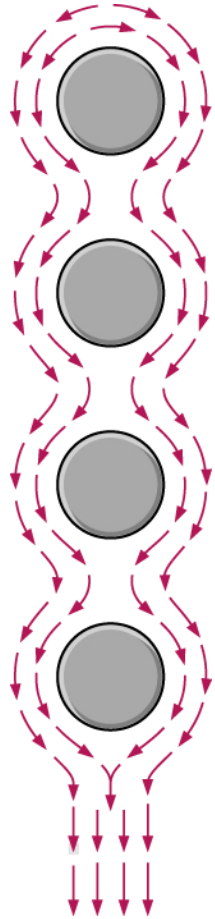
$$h = C \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h'_{fg} k_L^3}{\mu_L (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4}$$

Tubo horizontal: $C = 0,729$
 Esfera: $C = 0,815$

$$\frac{h_{\text{Tubo vertical}}}{h_{\text{Tubo horizontal}}} = 1,29 \left(\frac{D}{L} \right)^{1/4}$$

Si $L > 2,77 D \rightarrow h_{\text{horizontal}} > h_{\text{vertical}}$

Varias filas de tubos horizontales



Banco de tubos horizontales

El condensado de las filas superiores se va añadiendo al de las inferiores.

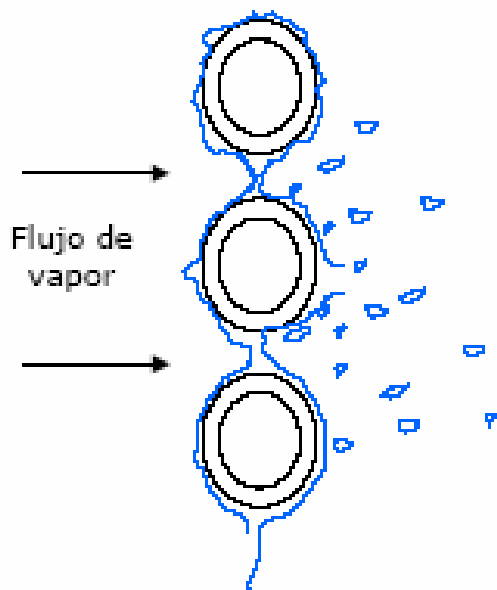
- Caso ideal** → Flujo suave de fila en fila
→ Flujo laminar

$$h_{\text{Banco Tubos}} = 0,729 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) h'_{fg} k_L^3}{\mu_L (T_{\text{sat}} - T_w) N_{\text{Filas}} D} \right]^{1/4} = N_{\text{Fila}}^{-1/4} h_{\text{Tubo horizontal}}$$

Varias filas de tubos horizontales

Caso real

- Puede haber arrastre del condensado.
- Flujo de condensado no laminar.
- El factor $N_{\text{Fila}}^{-1/4}$ es demasiado conservador.



Se sugiere

➤ Kern (1999): $h_{\text{Banco Tubos}} = N_{\text{Filas}}^{-1/6} h_{\text{Tubo horizontal}}$

➤ Bell (Ludwig, 1999): $h_{\text{Banco Tubos}} = h_{\text{Tubo horizontal}}$

➤ Short y Brown (Ludwig, 1999):

$$h_{\text{Banco Tubos}} = h_{\text{Tubo horizontal}} \quad \text{si } N_{\text{Filas}} < 20$$



Ebullición y condensación por convección forzada interna



Patrones de flujo

Son todas las configuraciones geométricas de flujo que se forman cuando dos fluidos con diferentes propiedades físicas fluyen simultáneamente en un área determinada (ej. una tubería).

Los patrones de flujo dependen de:

- Parámetros operacionales (Q_L , Q_G) .
- Variables geométricas (L , D , ε , θ).
- Propiedades físicas de ambas fases (ρ , μ , σ)

Tuberías horizontales (Shoham, 1998)

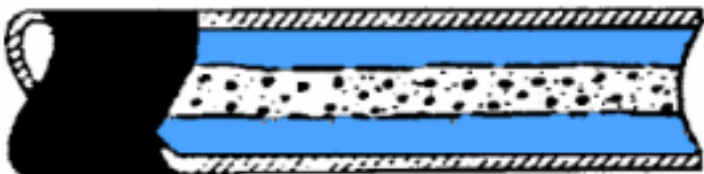
FLUJO SEGREGADO



ESTRATIFICADO LISO



ESTRATIFICADO ONDULADO



FLUJO ANULAR

FLUJO INTERMITENTE

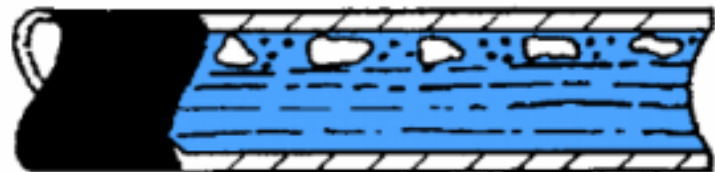


BURBUJA ELONGADA O TAPÓN DE GAS

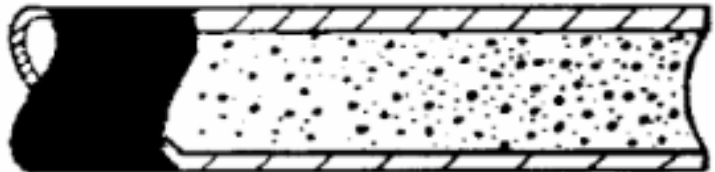


FLUJO SLUG O TAPÓN DE LÍQUIDO

FLUJO DISTRIBUIDO

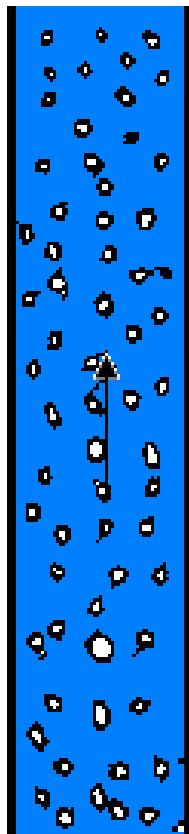


BURBUJA DISPERSA

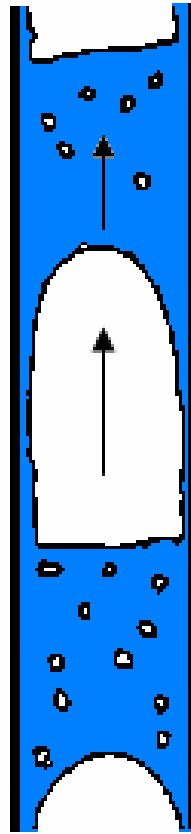


FLUJO NIEBLA O NEBLINA

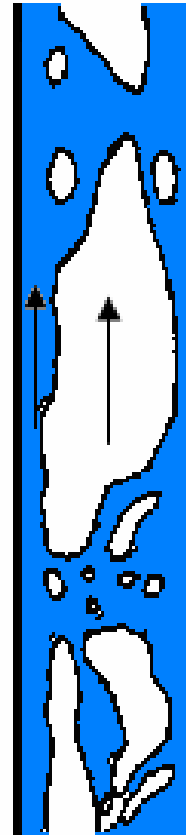
Tuberías verticales (Hewitt y Hall, 1970)



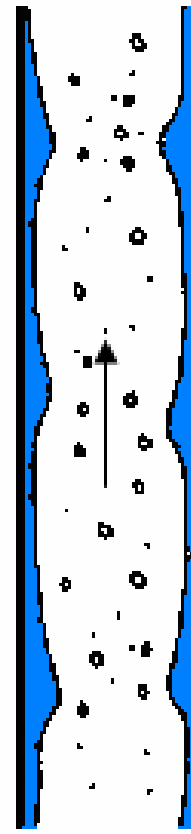
Burbuja



Tapón
(Slug)

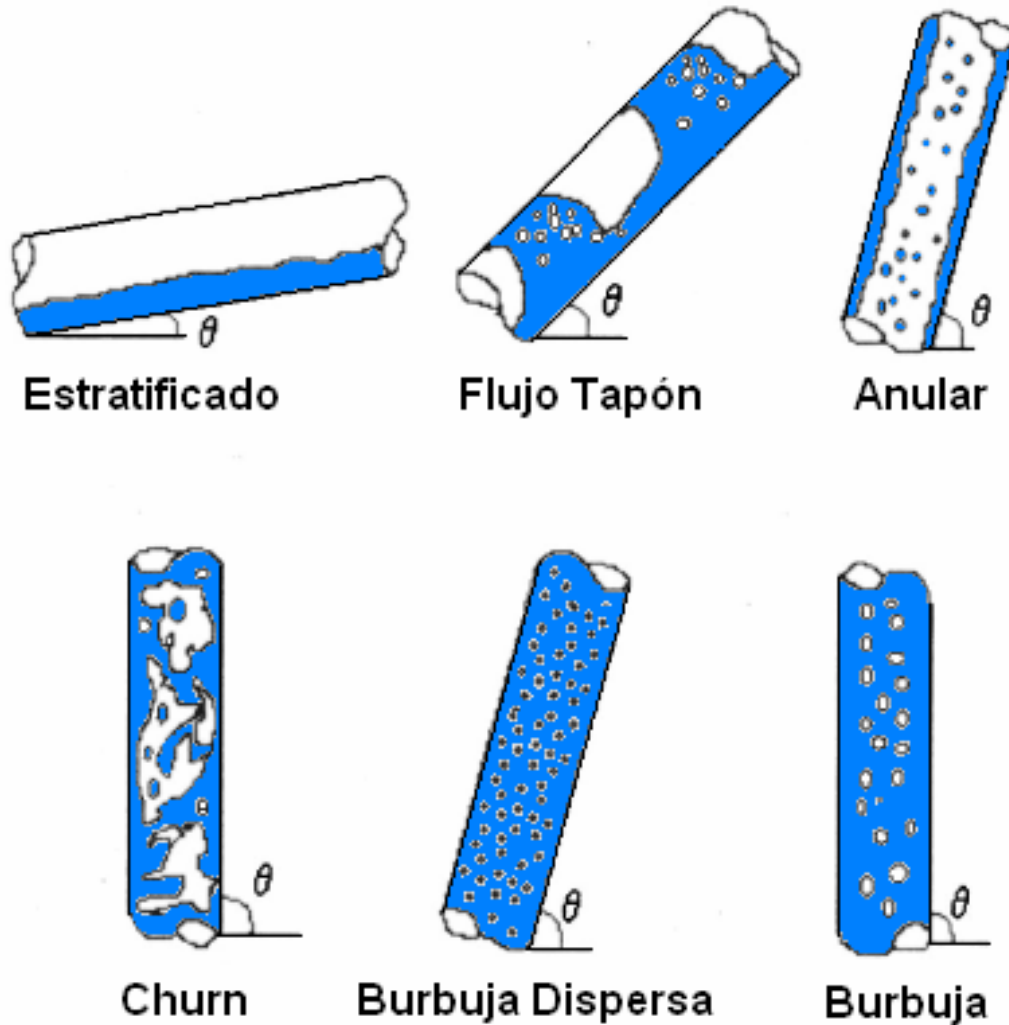


Churn





Anular

Tuberías inclinadas





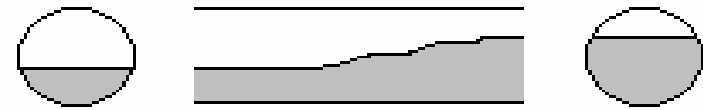
Tuberías inclinadas

- Se pueden encontrar todos los patrones horizontales y verticales.
- Para $-10^\circ < \theta < 10^\circ$  flujo horizontal
- Para $-90^\circ < \theta < 70^\circ$  flujo vertical
- $\theta < -20^\circ$ el flujo estratificado es siempre ondulado
- En el flujo intermitente descendente no aparece el patrón agitado
- La inclinación ascendente favorece al flujo intermitente
- $\theta < 70^\circ$ es difícil encontrar patrones burbuja y agitado
- Por efectos de la flotación y la gravedad, la distribución de patrones no tiene simetría axial.

Retención de líquido o *hold-up*

✓ **Hold-up real** (H) o *in situ*:

Es la relación entre el volumen de un segmento de la tubería ocupado por una fase y el volumen total de dicho segmento.



$$\lambda_L = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G}$$

$$H_L = \frac{V_L}{V_{\text{Tubería}}}$$

$$\lambda_G = 1 - \lambda_L$$

$$H_G = 1 - H_L$$

✓ **Hold-up sin deslizamiento** (λ): Es igual a la relación de caudales de alimentación (*hold-up* real a la entrada de la tubería).



Propiedades promedio

✓ Velocidad superficial

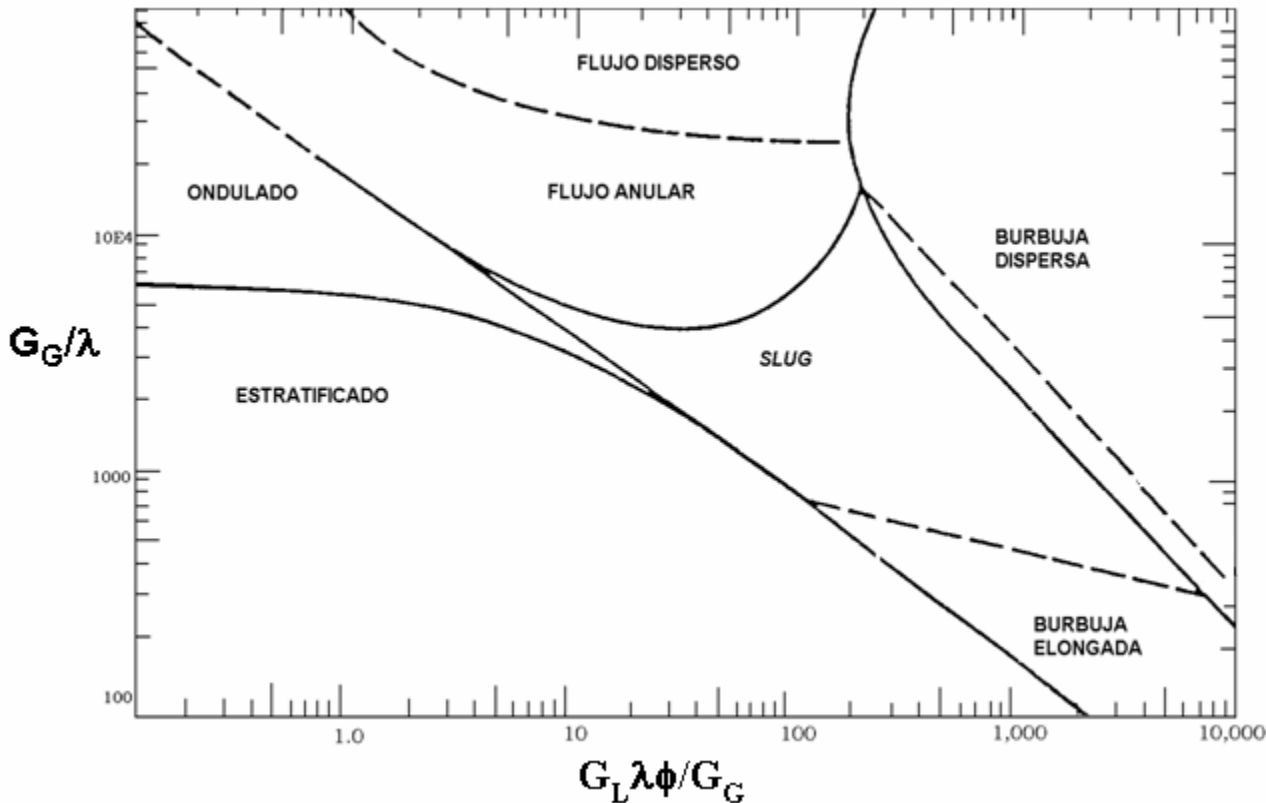
$$v_{SL} = \frac{Q_L}{A} \quad v_{SG} = \frac{Q_G}{A}$$

$$V_m = v_{SL} + v_{SG}$$

✓ Velocidad real

$$v_L = \frac{Q_L}{A H_L} \quad v_G = \frac{Q_G}{A H_G}$$

Mapa de flujo (Baker, 1954)



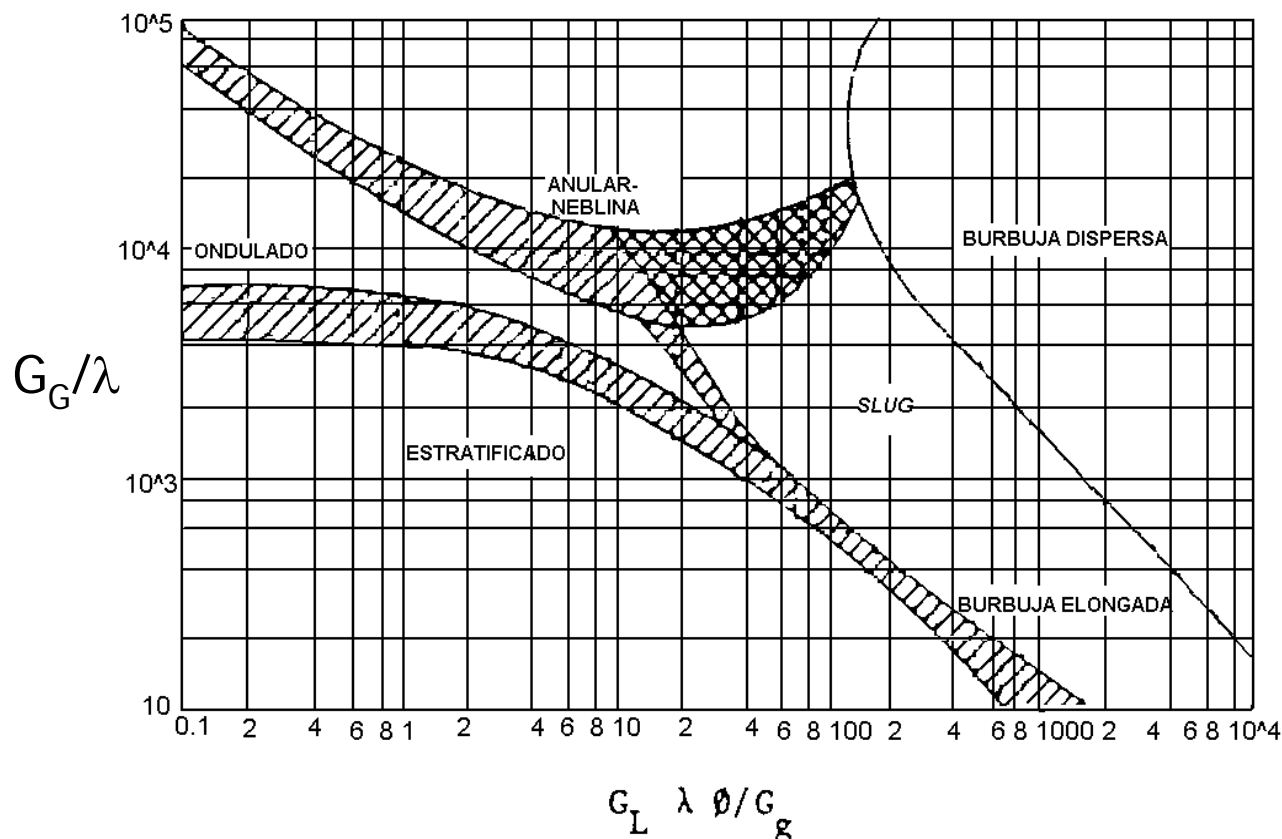
Tuberías horizontales

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_G}{0,075} \right) \left(\frac{\rho_L}{62,4} \right) \right]^{1/2}$$

$$\phi = \frac{73}{\sigma_L} \left[\mu_L \left(\frac{62,4}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Baker(1954) fue el pionero en esta área, y su mapa de flujo es probablemente el que más ha perdurado, siendo aún utilizado en la industria petrolera.

Mapa de flujo de Baker modificado



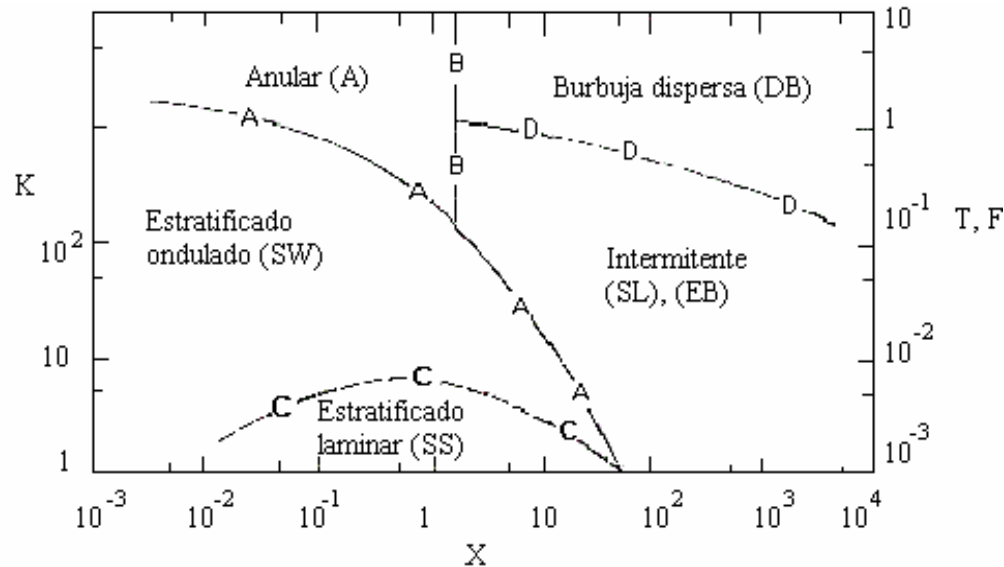
Tuberías horizontales

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_G}{0,075} \right) \left(\frac{\rho_L}{62,4} \right) \right]^{1/2}$$

$$\phi = \frac{73}{\sigma_L} \left[\mu_L \left(\frac{62,4}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Mapa de flujo modificado por Scott [Beggs y Brill, 1978].

Mapas de flujo (Taitel y Dukler, 1976)



Curvas: A y B C D
 Coordenada: F vs. X K vs. X T vs. X

$$X = \left[\frac{(dP/dx)_{SL}}{(dP/dx)_{SG}} \right]^{1/2}$$

$$F = \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G}} \cdot \frac{v_{SG}}{\sqrt{D \cdot g \cdot \cos\theta}}$$

$$T = \left[\frac{(dP/dx)_{SL}}{(\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot \cos\theta} \right]^{1/2}$$

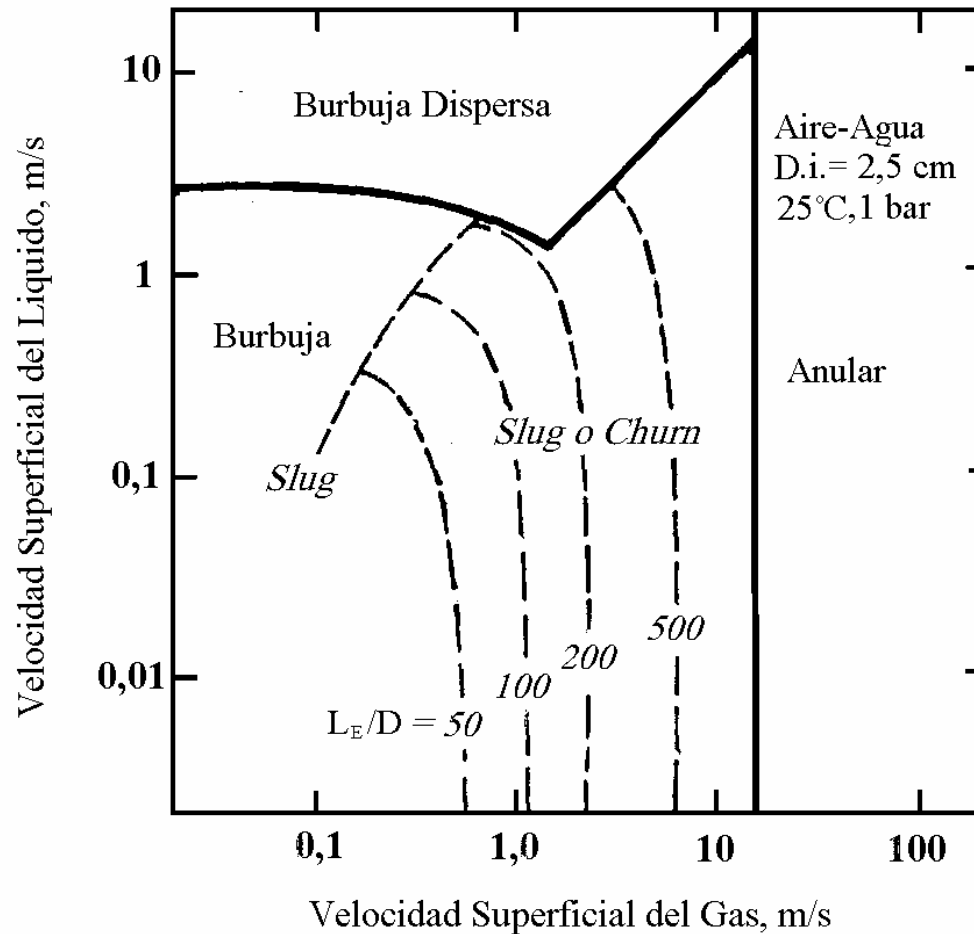
$$K = \left[\frac{\rho_G (v_{SG})^2}{(\rho_L - \rho_G) \cdot D \cdot g \cdot \cos\theta} \cdot \frac{v_{SL} \cdot D}{v_L} \right]^{1/2}$$

Primer mapa
mecanístico

Tuberías
horizontales y
ligeramente
inclinadas

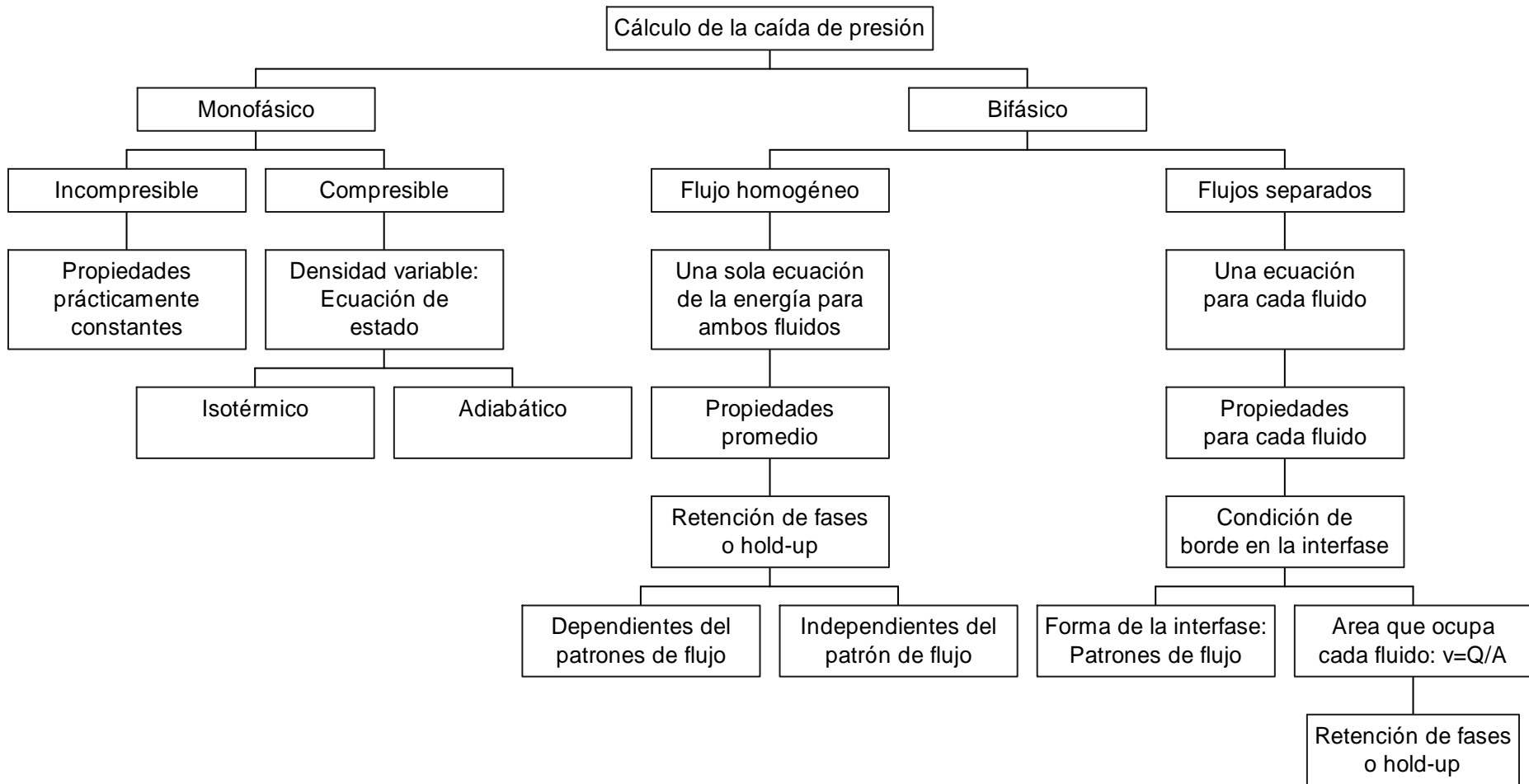
Usado en la
industria
petrolera

Mapas de flujo (Taitel *et al.*, 1980)



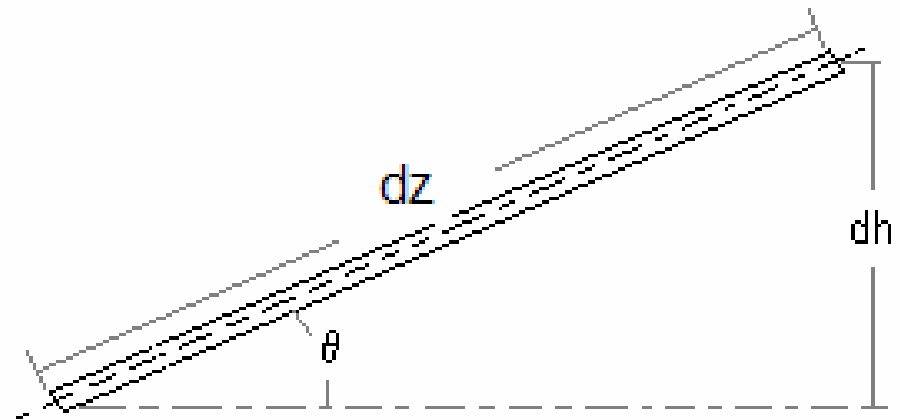
Mapa mecánico
Tuberías verticales
Usado en la
industria petrolera

Flujo monofásico vs. Flujo bifásico



Modelo Homogéneo

- Considera al fluido como una pseudofase con propiedades físicas promedio.
- No hay deslizamiento entre las fases
- Balance de energía mecánica en un dz , similar a un fluido monofásico.



$$\frac{dP}{\rho} + g \cdot dh + v \cdot dv + d(W_f) = 0$$



Modelo Homogéneo

➤ Contribución por elevación: $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{el} = \rho g \text{sen}\theta$

➤ Contribución por fricción $\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = f \frac{\rho v^2}{2D}$

➤ Contribución por aceleración

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_A = \frac{d}{dz}(\rho v^2) = \frac{d}{dz}\left(\frac{G^2}{\rho}\right) = G^2 \frac{d}{dz}\left(\frac{1}{\rho}\right) = -\left(\frac{G}{\rho}\right)^2 \frac{d\rho}{dz}$$

Propiedades promedio

✓ Densidad

$$\rho_{ns} = \rho_L \lambda_L + \rho_G \lambda_G$$

$$\rho_s = \rho_m = \rho_L H_L + \rho_G H_G$$

$$\rho_k = \rho_L \cdot \frac{\lambda_L^2}{H_L} + \rho_G \cdot \frac{\lambda_G^2}{H_G}$$

$$\rho = (1-x)\rho_L + x\rho_v$$

✓ Viscosidad

$$\mu_{ns} = \mu_L \lambda_L + \mu_G \lambda_G$$

$$\mu_s = \mu_m = \mu_L H_L + \mu_G \alpha_G$$

$$\frac{1}{\mu} = \frac{(1-x)}{\mu_L} + \frac{x}{\mu_v}$$



Factor de fricción

Colebrook y White

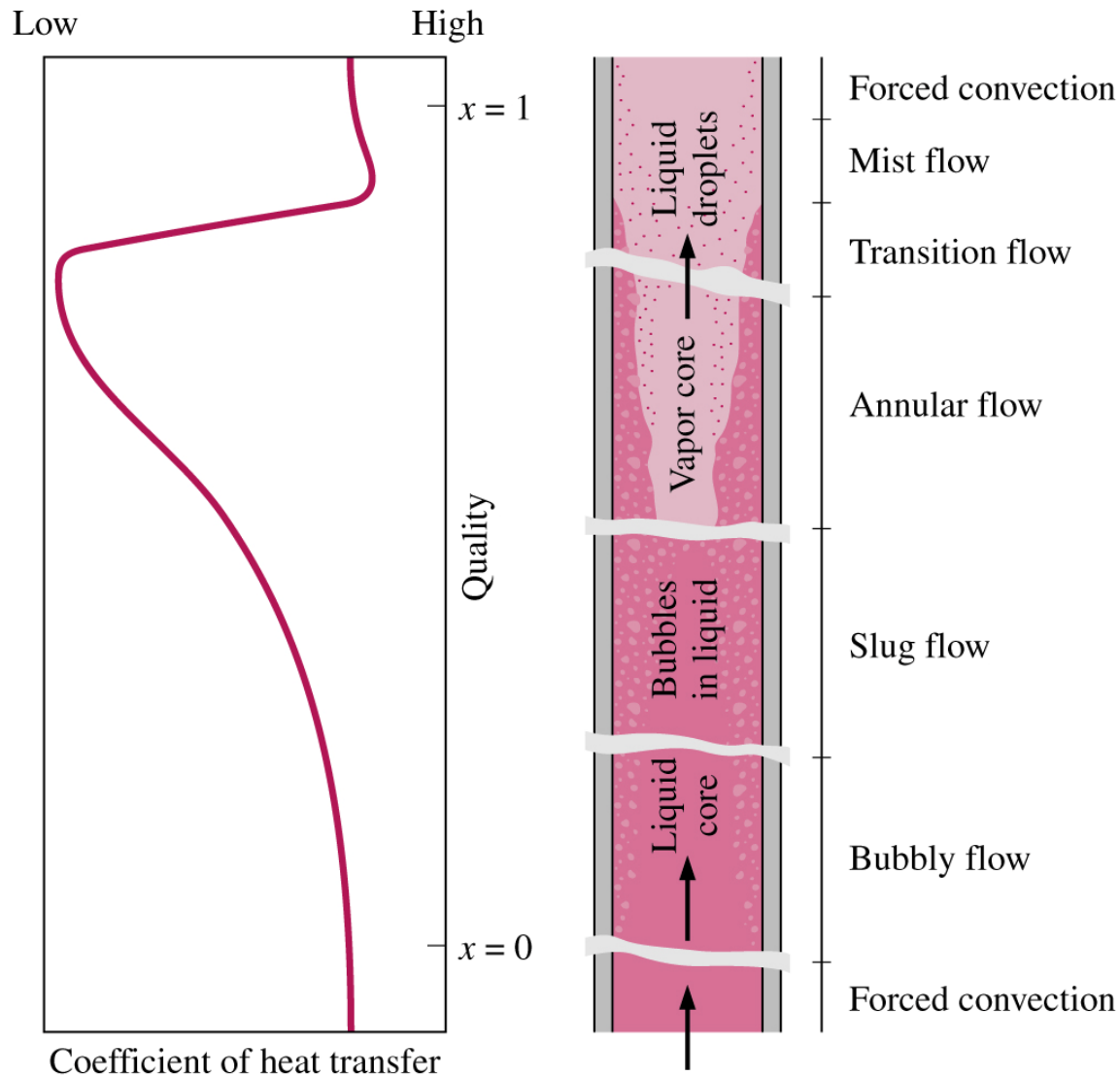
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

Shacham

$$f = \left\{ -2 \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} - \frac{5,02}{\text{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{14,5}{\text{Re}} \right) \right] \right\}^{-2}$$

Olujic Z., "Compute friction factors fast for flow in pipes"
Chem. Eng. December, 14, 1981)

Ebullición por convección forzada interna



Ebullición por convección forzada interna

$$\Phi = \frac{G h_{fg}}{q} \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{1/3}$$

Si $\Phi < 1.6 \times 10^4$ Domina la ebullición nucleada

Si $\Phi > 1.6 \times 10^4$ Domina la ebullición en película

h_{fg} : Calor latente de vaporización (J/kg)

G : Flujo másico superficial ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)

q : Flujo de calor por unidad de área (kg/m^2)

x : Calidad

ρ : Densidad (kg/m^3)



$\Phi < 1.6 \times 10^4$ Ebullición nucleada

$$\text{Nu} = 7.4 \times 10^{-3} (q^*)^{0.6} (P^*)^{0.5} \text{Pr}_L^{-1/3} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.15}$$

$$\text{Nu} = \frac{h_{tp} L_c}{k_L} \quad L_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/2}$$

$$q^* = \frac{q L_c}{h_{fg} \rho_v \alpha_L} \quad P^* = \frac{P}{[\sigma g(\rho_L - \rho_v)]^{1/2}} = \frac{P L_c}{\sigma}$$

P: Presión

α : Difusividad térmica = $k/\rho C_p$

k_w : Conductividad térmica del tubo



$\Phi > 1.6 \times 10^4$ Ebullición en película

$$\text{Nu} = 0.087 \text{Re}^{0.6} \text{Pr}_L^{1/6} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.2} \left(\frac{k_w}{k_L} \right)^{0.09}$$

$$\text{Re} = \frac{V L_c}{\nu_L}$$

$$V = \frac{G}{\rho_L} \left[1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1 \right) \right]$$

En ambos casos las propiedades se evalúan a T_{sat}



Cálculo de h

$$h = \left(h_{tp}^3 + h_{fc}^3 \right)^{1/3}$$

h_{tp} : Coeficiente convectivo en dos fases

h_{fc} : Coeficiente convectivo de una sola fase basado en el número de Reynolds de líquido puro

$$Re = \frac{G D}{\mu_L}$$

Estas relaciones son válidas para P: 0.61-30.4 bar; G: 50-2690 kg/m²s; x: 0.017-1.00; D: 1.63-41.3 mm

Condensación forzada interna

$$\text{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_L}$$

$$\text{Re}_V = \frac{G x D}{\mu_V}$$

Si $\text{Re}_V > 35000$ (Flujo anular)

$$\text{Nu} = \frac{h D}{k_L} = 0.15 \frac{\text{Pr}_L \text{Re}_L^{0.9}}{F} \left(\frac{1}{\chi} + \frac{2.85}{\chi^{0.476}} \right)$$

$$\chi = \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

$$F = 5 \text{Pr}_L + 5 \ln(1 + 5 \text{Pr}_L) + 2.5 \ln(0.0031 \text{Re}_L^{0.812}) \quad 1125 < \text{Re}_L$$

$$F = 5 \text{Pr}_L + 5 \ln \left[1 + \text{Pr}_L (0.0964 \text{Re}_L^{0.585} - 1) \right] \quad 50 < \text{Re}_L < 1125$$

$$F = 0.707 \text{Pr}_L \text{Re}_L^{0.5} \quad \text{Re}_L < 50$$



Condensación forzada interna

$$\text{Si } Re_v < 35000$$

En este caso, el régimen anular no se mantiene
Si el tubo es horizontal, el flujo se estratifica

$$h_D = 0.555 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_v) k_L^3 h'_{fg}}{\mu_L (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pL} (T_{sat} - T_w)$$