



Universidad Autónoma del Estado de México

Facultad de Química

CONCEPTOS DE CONDENSACIÓN

Transferencia de Calor

Eduardo Martín del Campo López

16/08/18

1. Unidad 1. Temperatura

1.1 Definir diferencia de temperatura

1.1.1 Diferencia de temperatura media aritmética

1.1.2 Representación isotérmica de calentamiento y enfriamiento de un fluido a través de tuberías

1.1.3 Cálculo de las temperaturas de proceso

Definir diferencia de temperatura media logarítmica

1.2.1 Diferencia de temperatura media logarítmica en contracorriente

1.2.2 Diferencia de temperatura media logarítmica en paralelo

1.3 Definir temperatura calórica

1.3.1 Definición de fluido controlante de un sistema

1.3.2 Cálculo de los factores F_c y K_c

1.3.3 Cálculo de las Temperaturas Calóricas

Unidad 2. Intercambiadores de calor

2.1 Conceptos de intercambiadores de calor (IC)

2.1.1 Definición de IC

2.1.2 Tipos de IC de acuerdo a: su construcción, su dirección de flujo y sus uso

2.2 Intercambiadores de calor (IC) de tubos concéntricos

2.2.1 Ventajas y desventajas de IC de tubos concéntricos

2.2.2 Diseñar IC de tubos concéntricos: en contracorriente y en paralelo

2.2.3 Diseñar IC de tubos concéntricos en serie paralelo

2.3 Intercambiadores de calor (IC) de coraza y tubos

2.3.1 Ventajas y desventajas de IC de coraza y tubos

2.3.2 Diseñar IC de coraza y tubos 1-2: en contracorriente y en paralelo

2.3.3 Diseñar IC de coraza y tubos 1-2 en serie, 2-4, 3-6, 4-8; en contracorriente

2.3.4 Diseñar IC de coraza y tubos 1-1

2.3.5 Diseñar IC de coraza y tubos para flujo laminar

2.3.6 Método NUT

2.4 Intercambiadores de calor (IC) compactos

2.4.1 Ventajas y desventajas de IC compactos

2.4.2 Diseñar IC compactos

2.4.3 Método NUT

Unidad 3. Condensadores y evaporadores

3.1 Conceptos de condensación

- 3.1.1 Mecanismo de condensación: condensación por gota y por película
- 3.1.2 Cálculo del coeficiente de condensación en placas horizontales y verticales
- 3.1.3 Diseño de condensadores horizontales
- 3.1.4 Diseño de condensadores verticales
- 3.1.5 Diseño de sobre calentadores-condensadores
- 3.1.6 Diseño de condensadores - subenfriadores

3.2 Conceptos de evaporación

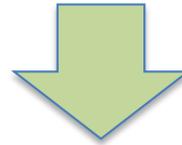
- 3.2.1 Mecanismos de evaporación
- 3.2.2 Cálculo del coeficiente de evaporación
- 3.2.3 Diseño de evaporadores

1. Objetivos
2. Introducción.
3. Mecanismos de condensación.
4. Cálculo de un condensador vertical con cambio de fase dentro de los tubos.
5. Conclusiones.

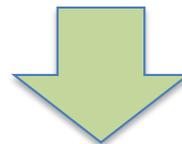
Objetivos

1. Comprender el fenómeno de la condensación a través de la exposición de los dos mecanismos por los cuales tiene lugar, para analizar de manera más objetiva el funcionamiento de los equipos en donde ocurre cambio de fase de uno de los fluidos.
2. Determinar los factores que influyen en la transferencia de calor con cambio de fase, incluyendo el régimen de flujo y la geometría, analizando las suposiciones de la teoría de Nusselt, para determinar coeficientes de condensación promedio.
3. Diseñar o adaptar un intercambiador de calor de coraza y tubos por medio del cálculo del coeficiente global limpio que puede lograrse, para establecer si es, o no, apropiados para desempeñar un servicio específico.

Temperatura de saturación o de equilibrio: temperatura a la que ocurre un cambio de líquido a vapor, o viceversa. Los cambios de transferencia de calor vapor-líquido usualmente ocurren a presión constante.

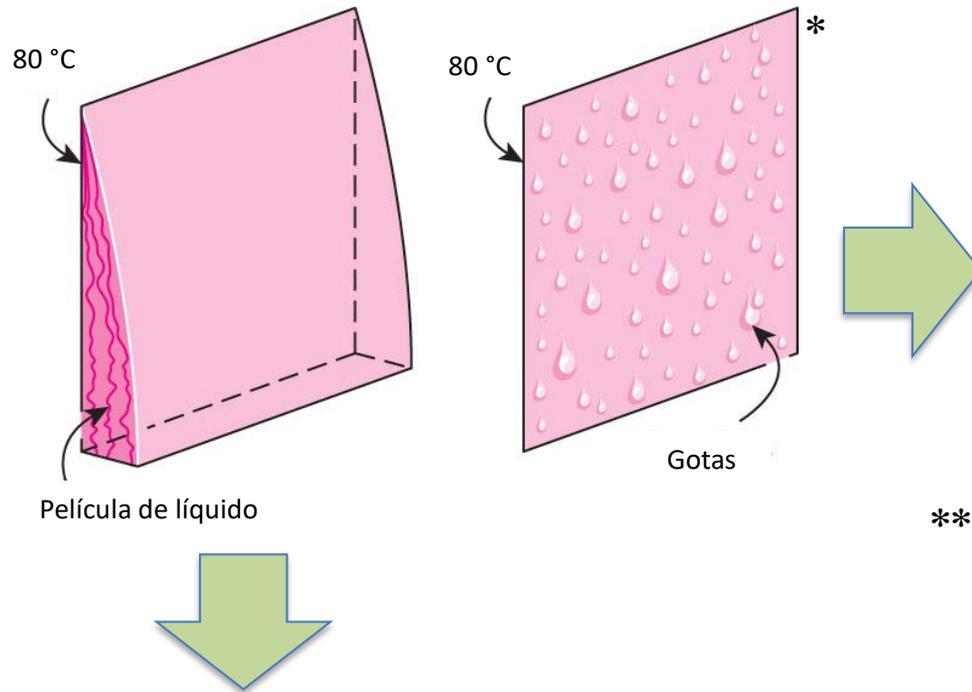


Temperatura constante



Cuando se condensa una mezcla de vapores en lugar de vapor puro, a presión constante, en muchos casos los cambios no tienen lugar isotérmicamente.

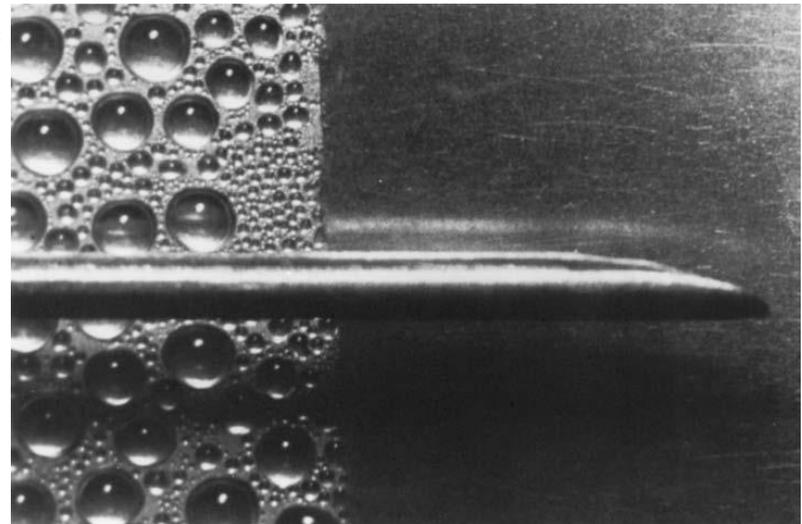
Mecanismos de condensación



Condensación en película: formación de una película a medida que se condensa vapor. La película representa una resistencia a la Transferencia de Calor.

Condensación por gotas: no se forma una película continua, sino muchas gotas de diámetro variable que se desprenden de la superficie condensante.

**

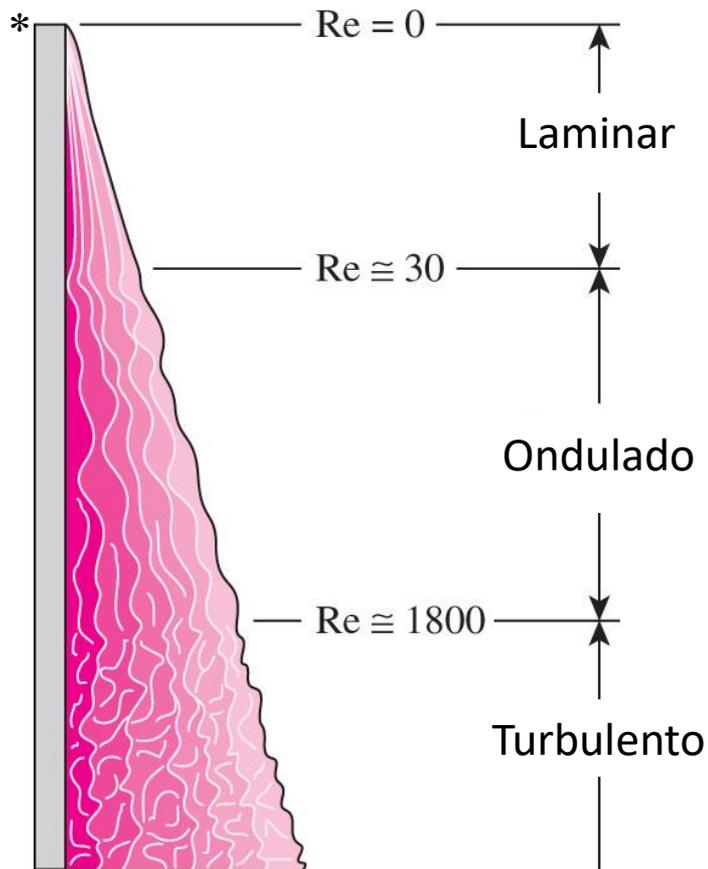


*Cengel y Ghajar, 2011

**Holman, 2002

Mecanismos de condensación

Los coeficientes de Transferencia de Calor son de 4 a 8 veces mayores en la condensación por gota que en la condensación en película.



$$Re_f = \frac{D_e \rho_f u_f}{\mu_f} = \frac{\left(\frac{4A_f}{P_H}\right) \rho_f u_f}{\mu_f} = \frac{\left(\frac{4A_f}{P_H}\right) G_f}{\mu_f}$$

Mecanismos de condensación

Suposiciones de Nusselt para el desarrollo de correlaciones para determinar el coeficiente promedio de condensación (\bar{h}):

1. El calor desprendido por el vapor es solo calor latente.
2. El flujo de la película de condensado es laminar, el calor se transfiere a través de la placa de conducción.
3. El espesor de la película es función de la velocidad media de flujo y la cantidad de condensado.
4. Gradiente lineal de temperatura.
5. Propiedades físicas del condensado a la temperatura media de la película.
6. Temperatura en la superficie del sólido constante.

$$\bar{h} = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f L \Delta T_f} \right)^{1/4} \quad T_f = \frac{T_v + T_p}{2} \quad \Delta T_f = T_f - T_p$$

Placa vertical

Mecanismos de condensación

$$\bar{h} = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g \cos \theta}{\mu_f L \Delta T_f} \right)^{1/4}$$

$\theta =$ ángulo formado con la vertical
 $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$

Placa vertical inclinada (flujo laminar y ondulatorio)

$$\bar{h} = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f L \Delta T_f} \right)^{1/4}$$

Siempre y cuando el diámetro de los tubos sea mayor al espesor de la película

Superficie tubular externa vertical

$$\bar{h} = 0.725 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f D_{ot} \Delta T_f} \right)^{1/4}$$

$D_{ot} =$ diámetro externo del tubo

Superficie tubular externa horizontal

Mecanismos de condensación

$$\bar{h} = \frac{Re_f k_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.2} \left(\frac{g}{\nu_f^2} \right)^{1/3} \quad 30 \leq Re_f \leq 1800$$

Placa vertical

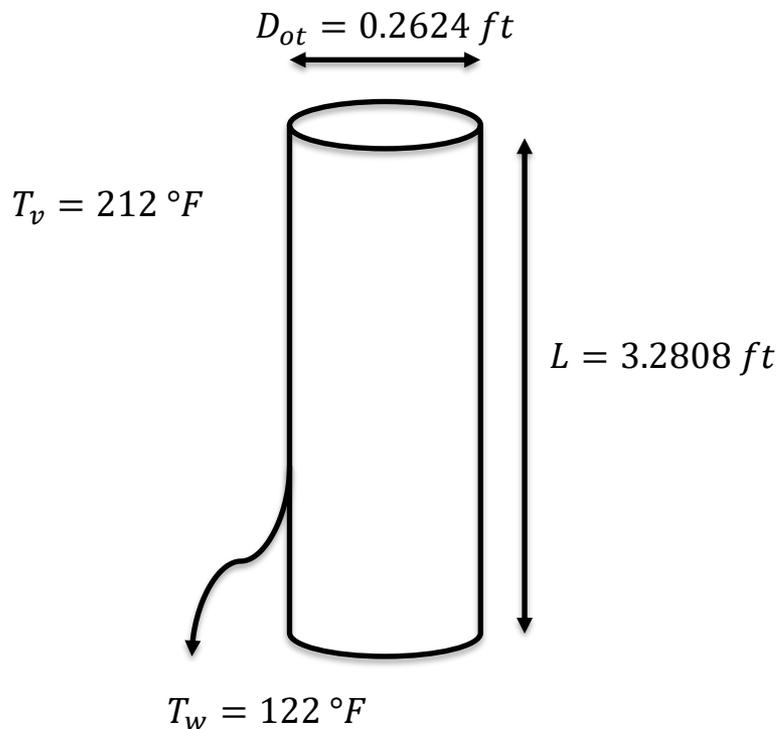
$$\bar{h} = \frac{Re_f k_f}{8750 + 58 Pr^{-0.5} (Re_f^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{\nu_f^2} \right)^{1/3}$$

$$Re_f \geq 1800$$

Placa vertical

Mecanismos de condensación

La superficie externa de una tubería vertical que tiene 1 m de longitud y un diámetro externo de 80 mm, se expone a vapor saturado a presión atmosférica y se mantiene a 50 °C mediante el flujo de agua fría en su interior. Calcular la transferencia de calor al refrigerante y la velocidad de condensación de la superficie.



Propiedades	
$P = 1 \text{ atm}$	
$T_v = 100 \text{ }^\circ\text{C} = 212 \text{ }^\circ\text{F}$ Tabla 7. Apéndice (Kern, 2006)	
$T_f = \frac{T_v + T_w}{2} = 167 \text{ }^\circ\text{F}$	
$\lambda = 970.33 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$	
$\mu_f(167 \text{ }^\circ\text{F}) = 0.9438 \frac{\text{lb}}{\text{hft}}$ Figura 14. Apéndice (Kern, 2006)	
$k_f(167 \text{ }^\circ\text{F}) = 0.3938 \frac{\text{lb}}{\text{hft}}$ Tabla 4. Apéndice (Kern, 2006)	
$\rho_f(167 \text{ }^\circ\text{F}) = 60.8394 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$ Apéndice 14 (McCabe, 1991)	

Mecanismos de condensación

Suponer flujo laminar del condensado.

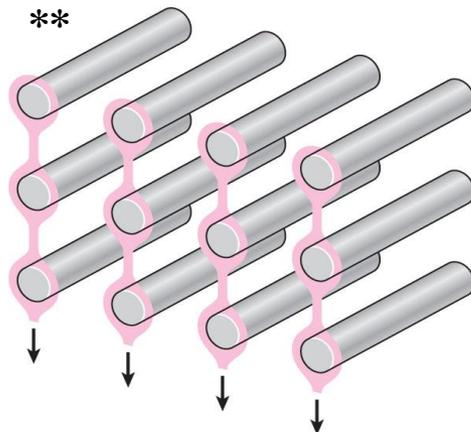
Flujo laminar
$\bar{h} = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f L \Delta T_f} \right)^{1/4} = 848.7305 \frac{BTU}{hft^{2^\circ F}}$
$Q = \bar{h}A(T_f - T_w) = 103294.1634 \frac{BTU}{h}$
$W = \frac{103294.1634 \frac{BTU}{h}}{970.33 \frac{BTU}{lb}} = 106.4559 \frac{lb}{h}$
$Re_f = \frac{DeG_f}{\mu_f} = \frac{4 \left(\frac{A_f}{P_H} \right) G_f}{\mu_f} = \frac{4 \left(\frac{W'}{P_H} \right)}{\mu_f} = 547.3292$

Flujo laminar ondulatorio
$\bar{h} = \frac{Re_f k_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.22} \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{1/3}$
$W' = \frac{Q}{\lambda} = \frac{\bar{h}A(T_f - T_w)}{\lambda}$
$\bar{h} = \frac{Re_f \mu_f \pi D_{ot} \lambda}{4A(T_f - T_w)} = \frac{Re_f k_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.22} \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{1/3}$
$Re_f = 674.865$
$\bar{h} = \frac{Re_f k_f}{1.08 Re_f^{1.22} - 5.22} \left(\frac{g}{v_f^2} \right)^{1/3} = 1046.56 \frac{BTU}{hft^{2^\circ F}}$
$Q = \bar{h}A(T_f - T_w) = 127370.867 \frac{BTU}{h}$
$W = \frac{107119.0501 \frac{BTU}{h}}{970.33 \frac{BTU}{lb}} = 131.2655 \frac{lb}{h}$

Mecanismos de condensación

Para un banco de tubos (intercambiadores de calor de coraza y tubos). La ecuación para determinar el coeficiente promedio de condensación en una placa vertical (\bar{h}) se ajusta a la correlación propuesta por Whitman, Sieder y Tate*, para el calentamiento y enfriamiento de diferentes fluidos en tubos horizontales y verticales en flujo laminar ordinario, es decir, cuando $Re < 2100$.

$$\frac{h_i D}{L} = 1.86 \left[\left(\frac{DG}{\mu} \right) \left(\frac{c\mu}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$



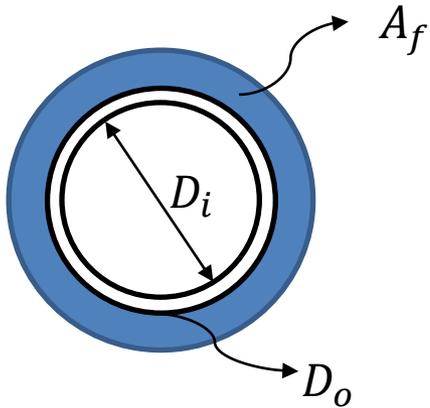
Banco de tubos

*Kern, 2006

** Cengel y Ghajar, 2011

Mecanismos de condensación

Para un banco de tubos verticales



$w' = W/N_t$ Carga por tubo

$$Re_f = \frac{\left(\frac{4A_f}{P_H}\right) G_f}{\mu_f} = \frac{\left(\frac{4A_f}{P_H}\right) \left(\frac{w'}{A_f}\right)}{\mu_f} = \frac{4 \left(\frac{w'}{P_H}\right)}{\mu_f}$$

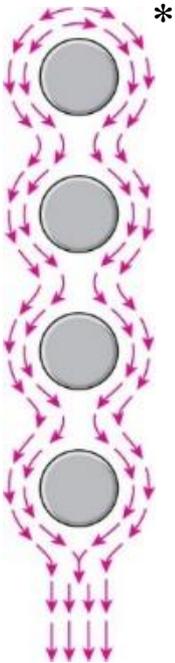
$$Re_f = 4 G' / \mu_f$$

Recordando que: $Q = \lambda w' = \bar{h}A(\Delta T_f)$. En donde A es el área de condensación.

$$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.5 \left(\frac{4G'}{\mu_f} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

Mecanismos de condensación

Para un banco de tubos horizontales



$$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.5 \left(\frac{4G''}{\mu_f} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

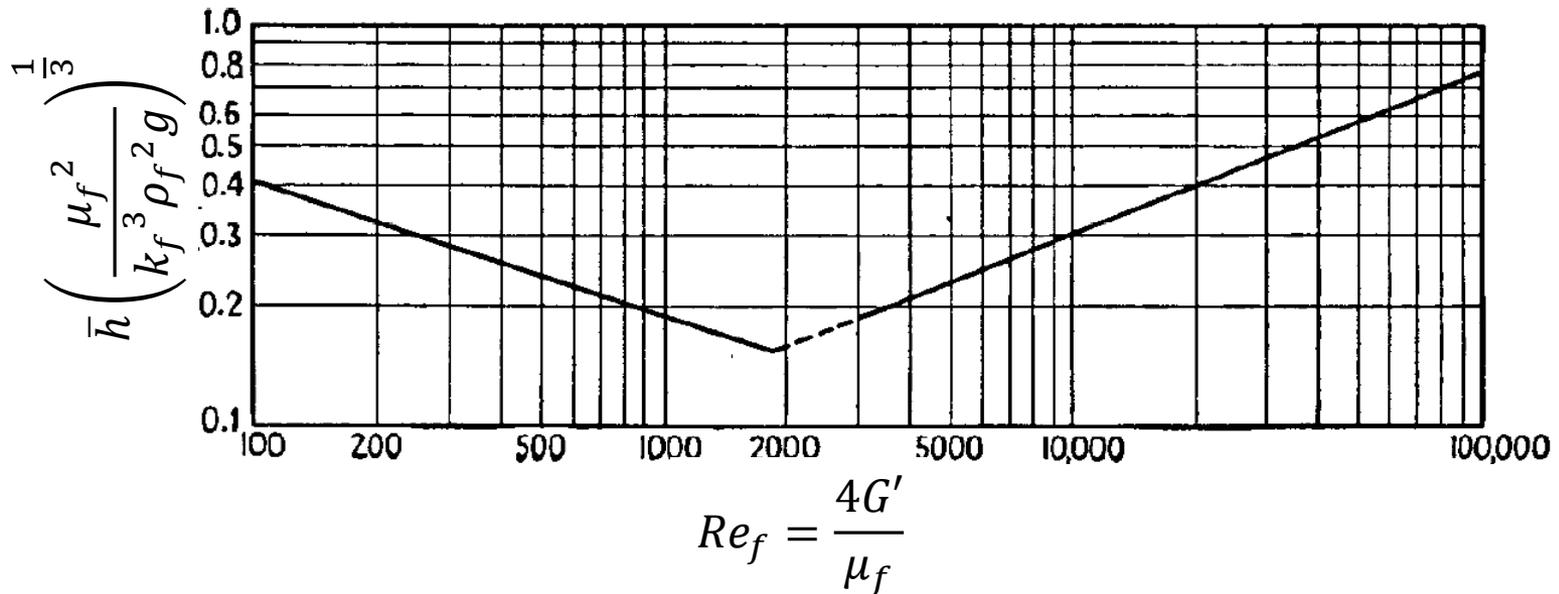
$$G'' = W/L N_t^{2/3}$$

En general, a nivel piloto y a nivel industrial, los condensadores son modificaciones de intercambiadores de coraza y tubos 1-2, por lo tanto, muchas de las ecuaciones para diseñar o adaptar condensadores son similares a las empleadas para el cálculo de estos equipos.

Mecanismos de condensación

¿Qué sucede cuando la condensación es por dentro de los tubos del intercambiador?

Para un banco de tubos verticales



Curva semiempírica de condensación dentro de tubos verticales, propuesta por Colburn*

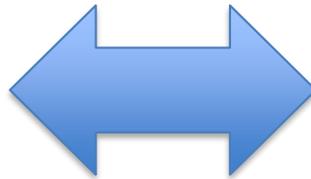
Mecanismos de condensación

¿Qué sucede cuando la condensación es por dentro de los tubos del intercambiador?

Para un banco de tubos horizontales



$$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.5 \left(\frac{4G''}{\mu_f} \right)^{-\frac{1}{3}}$$



1 paso por los tubos o
intercambiador de doble tubo

$$G'' = W / 0.5L N_t$$

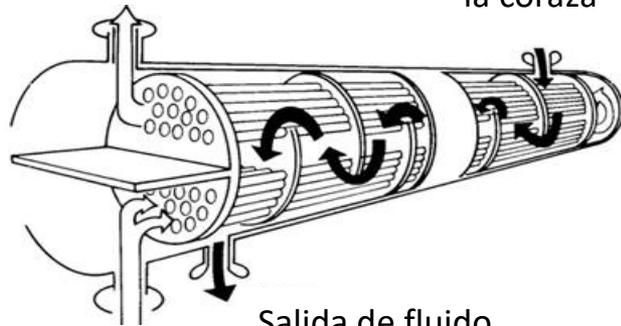
Si el equipo es de múltiples pasos, se debe calcular un coeficiente promedio para cada paso, el condensado va a ser arrastrado por todos los pasos hasta que los tubos inferiores estén llenos y no proporcionen superficie para el cambio de fase.

Cálculo de un condensador vertical

Puntos a destacar:

Salida de fluido de los tubos

Entrada de fluido a la coraza



Entrada de fluido a los tubos

Salida de fluido de la coraza

$$U_{C(\text{balanceado})} = \frac{U_c A_c + U_d A_d}{A_c + A_d}$$

$$\Delta T_{(\text{balanceado})} = \frac{Q}{\frac{q_c}{\Delta T_c} + \frac{q_d}{\Delta T_d}}$$

Diseño de sobrecalentadores-condensadores y subenfriadores-condensadores

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{f_s G_s^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_{es} \rho_{esp}}$$

Condensación lado de la coraza

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_{it} \rho_{esp}}$$

Condensación lado de los tubos

Cálculo de un condensador vertical

Se desea condensar $60000 \frac{lb}{h}$ de vapores de benceno puro que se encuentran a $3 \frac{lb}{in^2}$ empleando agua como medio de enfriamiento a una temperatura de $80^\circ F$ de entrada y de $120^\circ F$ de salida, previendo un factor de ensuciamiento de $0.003 \frac{hft^2h}{BTU}$ con caídas de presión permisibles de $2 \frac{lb}{in^2}$ para el lado del vapor y $10 \frac{lb}{in^2}$ para el agua. Determinar las características y el tamaño requerido para un condensador vertical 1-1 con la condensación en los tubos, considera tubos de $1 in$ de diámetro externo, $14 BWG$, $16 ft$ de largo y un arreglo cuadrangular de $1 \frac{1}{4} in$.



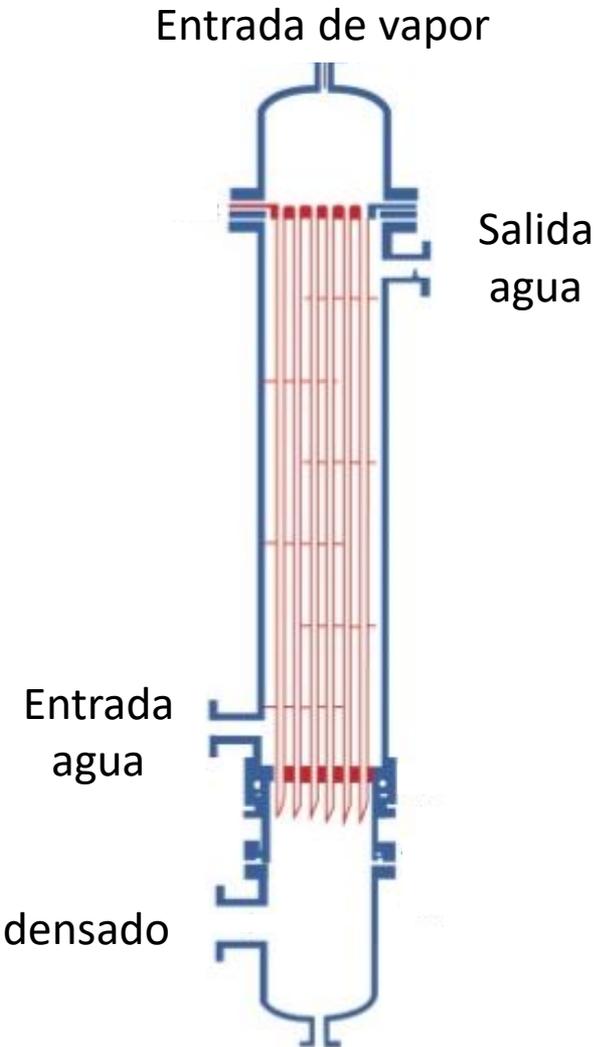
Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
$n = 1$ (número de pasos lado de la coraza)	$n = 1$ (número de pasos lado de los tubos)
	$D_{ot} = 1 \text{ in} = 8.3333 \times 10^{-2} \text{ ft}$
	14 BWG, $L = 16 \text{ ft}$, arreglo cuadrangular
	$P_T = 1.25 \text{ in} = 0.1041 \text{ ft}$ (paso de los tubos)
	$D_{it} = 0.834 \text{ in} = 0.0695 \text{ ft}$, Tabla 10. Apéndices (Kern, 2006)

$$Q = W\lambda = wc(t_2 - t_1)$$

$$P_T = P_{atmosférica} + P_{manométrica} = 17.7 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} \quad \text{Salida condensado}$$

Para encontrar la temperatura de saturación utilizar la presión absoluta y las tablas de vapor del benceno.



Cálculo de un condensador vertical

TABLE 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thickness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		

Cálculo de un condensador vertical

De la Tabla 3.9 (Perry, Green, & Maloney, 1992), $T_v = 84.9348 \text{ }^\circ\text{C} = 184.8826 \text{ }^\circ\text{F}$

$$\lambda(184.8826 \text{ }^\circ\text{F}) = 170 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}, \text{ Figura 12. Apéndices (Kern, 2006)}$$

$$t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{prom} = \frac{t_1 + t_2}{2} = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$c(100 \text{ }^\circ\text{F}) = 1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}, \text{ Figura 2. Apéndices (Kern, 2006)}$$

$$w = 255000 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = 83.2878 \text{ }^\circ\text{F}$$

Cálculo de un condensador vertical

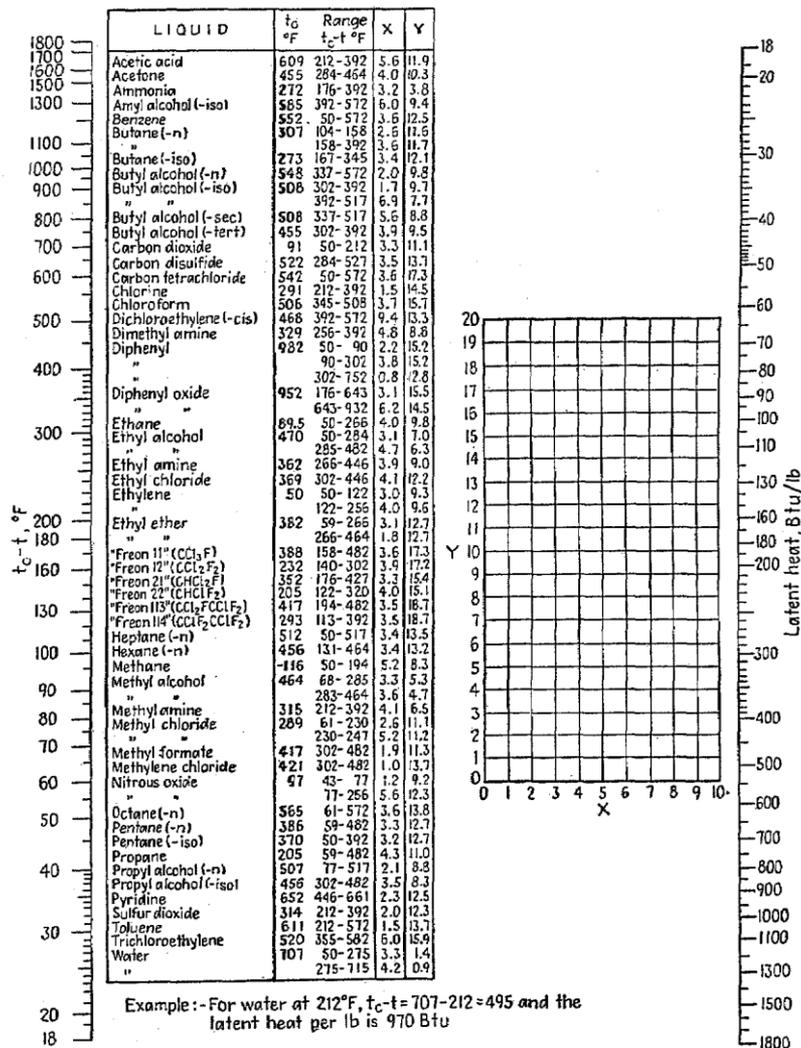


FIG. 12. Latent heats of vaporization. [Reproduced by permission of Chilton, Colburn, and Vernon, personal communication (revised) 1947.]

Cálculo de un condensador vertical

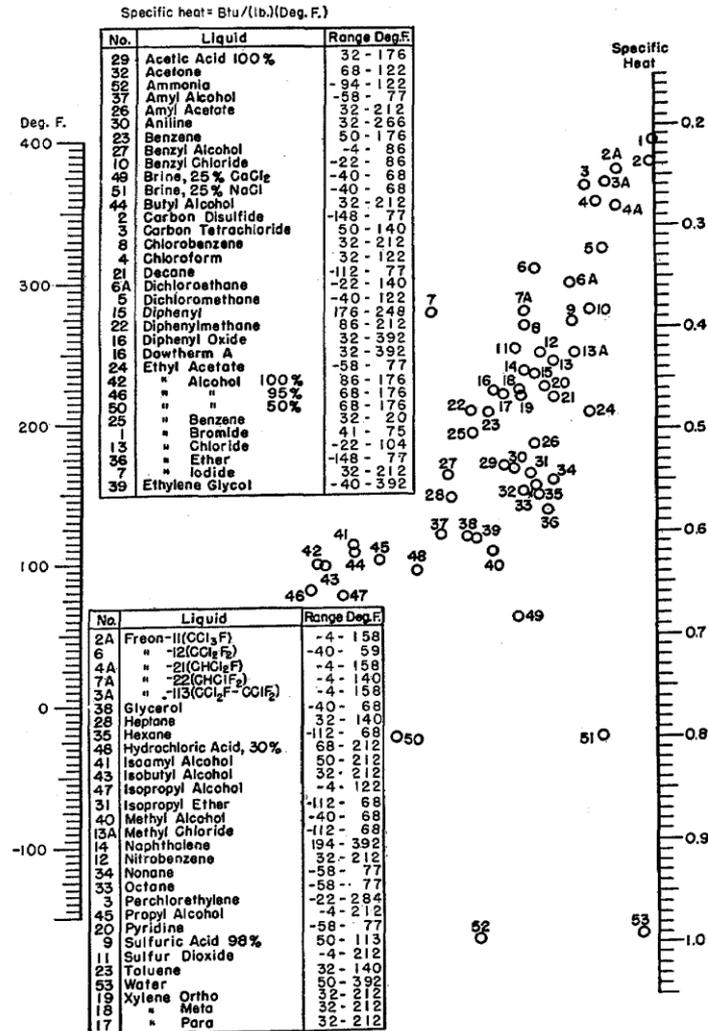


FIG. 2. Specific heats of liquids. (Chilton, Colburn, and Vernon, based mainly on data from International Critical Tables. Perry, "Chemical Engineers' Handbook," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.)

Cálculo de un condensador vertical

En el problema no se especifica el diámetro de la coraza, ni tampoco el número de tubos que van a conformar al intercambiador, por lo tanto, se lleva a cabo una serie de suposiciones para posteriormente comprobar los resultados.

El paso de los tubos es cuadrado.

De acuerdo a información reportada se supone un valor del coeficiente global de diseño (U_D). Tabla 8. Apéndice (Kern, 2006)

TABLE 8. APPROXIMATE OVERALL DESIGN COEFFICIENTS
 Values include total dirt factors of 0.003 and allowable pressure drops of 5 to 10 psi on
 the controlling stream
 Coolers

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250–500§
Methanol	Water	250–500§
Ammonia	Water	250–500§
Aqueous solutions	Water	250–500§
Light organics*	Water	75–150
Medium organics†	Water	50–125
Heavy organics‡	Water	5–75
Gases	Water	2–50¶
Water	Brine	100–200
Light organics	Brine	40–100

Cálculo de un condensador vertical

Se elige $U_D = 65 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$, por tratarse de un condensador vertical.

$$Q = U_D A (MLDT)$$

$$A = \frac{Q}{U_D (MLDT)} = \frac{10200000 \frac{BTU}{h}}{65 \frac{BTU}{hft^2 \circ F} (83.2878 \circ F)}$$

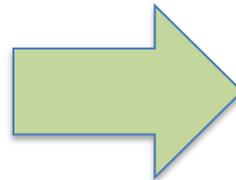
$$= 1884.1063 ft^2$$

Recordando que $A = N_t a''_t L$, $a''_t = 0.2618 \frac{ft^2}{ft}$,

Tabla 10. Apéndices (Kern, 2006).

$$N_t = \frac{A}{a''_t L} = 449.7961 \approx 450, \text{ en números enteros}$$

Con la suposición del coeficiente global de diseño se tiene la siguiente información:



$$N_t = 450$$

$$D_{ot} = 1 \text{ in}$$

$$P_T = 1 \frac{1}{4} \text{ in}$$

$$n = 1$$

TABLE 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thickness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in. ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890

Cálculo de un condensador vertical

Con el número de tubos calculado se determina el diámetro de la coraza (D_s). Tabla 9. Apéndices (Kern, 2006).

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS)
Square Pitch

¾ in. OD tubes on 1-in. square pitch					1 in. OD tubes on 1¼-in. square pitch						
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13¼	97	90	82	76	70	13¼	61	56	52	48	44
15¼	137	124	116	108	108	15¼	81	76	68	68	64
17¼	177	166	158	150	142	17¼	112	112	96	90	82
19¼	224	220	204	192	188	19¼	138	132	128	122	116
21¼	277	270	246	240	234	21¼	177	166	158	152	148
23¼	341	324	308	302	292	23¼	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472

El número de tubos real es 465. Por lo tanto, se vuelve a calcular el área de condensación real.

$$A = N_t a''_t L = 1947 \text{ ft}^2$$

Se vuelve a recalcular el valor de U_D .

$$U_D = \frac{Q}{A(MLDT)} = 62.8747 \text{ ft}^2$$

Este valor es muy próximo al supuesto ($65 \frac{BTU}{hft^2°F}$).

Continuar con los cálculos.

Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
Suponer un máximo de espaciado en los deflectores	$a'_t = 0.546 \frac{\text{in}^2}{\text{tubo}}$, Tabla 10. Apéndices (Kern, 2006)
$B = 33 \text{ in} = 2.75 \text{ ft}$	$a_t = \frac{N_t a'_t}{n} = 1.7630 \text{ ft}^2$
$(N + 1) = \frac{L}{B} = 5.8181 \approx 6$	$G_t = \frac{W}{a_t} = 34032.8984 \frac{\text{lb}}{\text{hft}^2}$
$C' = P_T - D_{ot} = 0.0207 \text{ ft}$	$\mu(184.8826 \text{ }^\circ\text{F}) = 0.00875 \text{ cP} = 0.0211 \frac{\text{lb}}{\text{hft}}$, Figura 15. Apéndice (Kern, 2006)
$a_s = \frac{D_s C' B}{P_T} = 1.5037 \text{ ft}^2$	$Re_t = \frac{D_{it} G_t}{\mu} = 112098.8833$
$G_s = \frac{w}{a_s} = 169581.6984 \frac{\text{lb}}{\text{hft}^2}$	$\bar{h} = h_{io}$
$D_{es} = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi D_{ot}^2}{4} \right)}{\pi D_{ot}} = 8.2241 \times 10^{-2} \text{ ft}$, para arreglo cuadrado	$150 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ }^\circ\text{F}} \leq \bar{h} \leq 300 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$
$Re_s = \frac{D_{es} G_s}{\mu} = 7949.0273$	1er intento: $\bar{h} = h_{io} = 120 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$

Cálculo de un condensador vertical

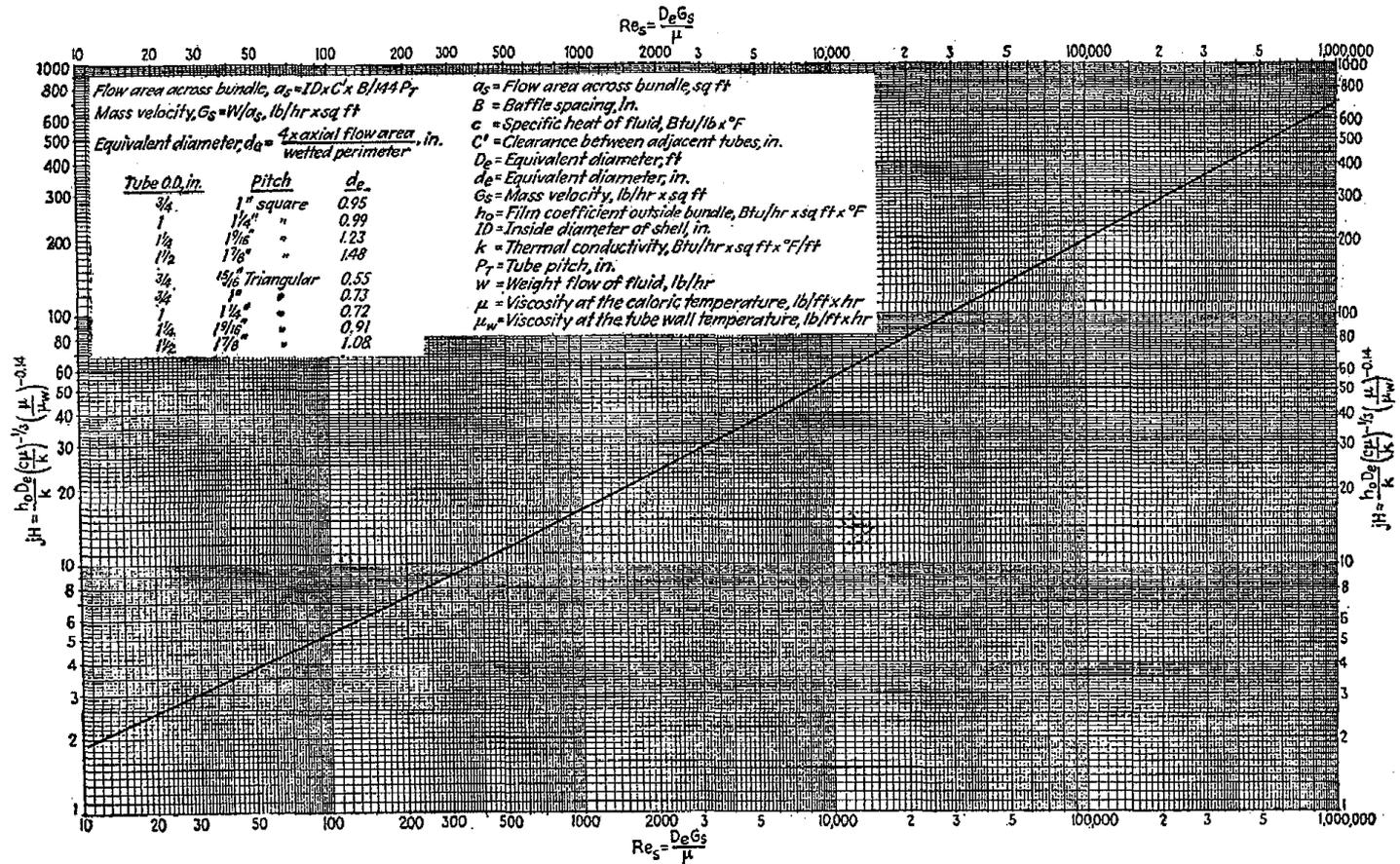


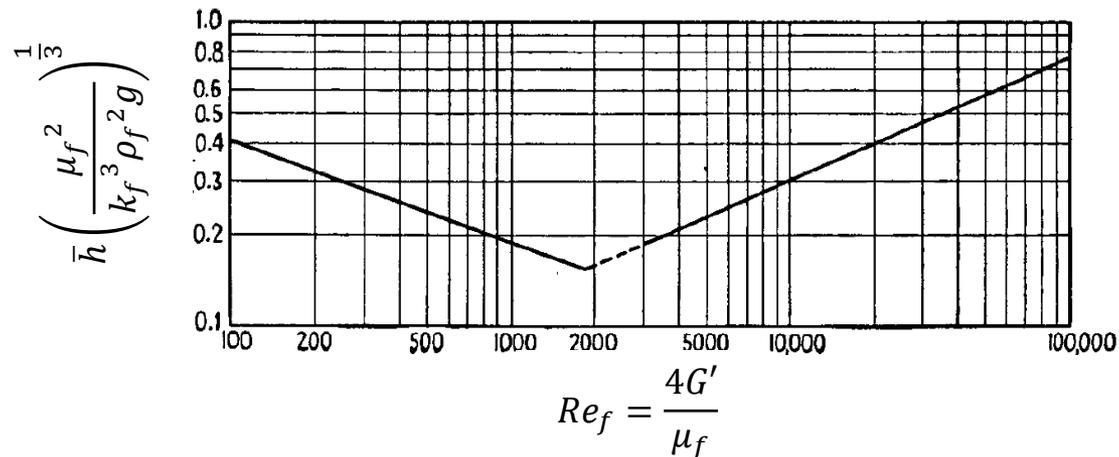
FIG. 28. Shell-side heat-transfer curve for bundles with 25% cut segmental baffles.

Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
$j_H = 49$, Figura 28. Apéndices (Kern, 2006)	t_w $= t_{prom}$ $+ \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_{prom} - t_{prom})$
$\frac{h_o}{\phi_s} = \frac{j_H k}{D_{es}} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3}$	$t_w = 120.9958 \text{ } ^\circ F$
$k(100 \text{ } ^\circ F) = 0.3622 \frac{BTU}{hft^\circ F}$, Tabla 4. Apéndices (Kern, 2006)	$T_f = \frac{T_v + t_w}{2} = 152.9392 \text{ } ^\circ F$
$\mu(100 \text{ } ^\circ F) = 0.725 \text{ cP} =$ $1.7545 \frac{lb}{hft}$, Figura 14. Apéndices (Kern, 2006)	$k_f(152.9392 \text{ } ^\circ F) = 0.0858 \frac{BTU}{hft^\circ F}$, Tabla 4. Apéndices (Kern, 2006)
$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1$	$\mu_f(152.9392 \text{ } ^\circ F) = 0.36 \text{ cP} =$ $0.8712 \frac{lb}{hft}$, Figura 14. Apéndices (Kern, 2006)
$\frac{h_o}{\phi_s} = \frac{j_H k}{D_{es}} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3}$ $= 365.1386 \frac{BTU}{hft^2 \text{ } ^\circ F}$	$\rho_{esp} = \frac{\rho_f}{\rho_{H_2O}} = 0.88$, Tabla 6. Apéndices (Kern, 2006)
	$\rho_f = 54.824 \frac{lb}{ft^3}$

Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
	$G' = \frac{w'}{P_H} = \frac{W}{N_t \pi D_{ot}}$ $= 492.8688 \frac{lb}{hft}$
	$Re_f = \frac{4G'}{\mu_f} = 2262.9421$
	$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 0.17, \text{ Figura 12.12}$ <p>(Kern, 2006)</p>



Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
	$\bar{h} = 172.4051 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$ <p>2do intento: $\bar{h} = h_{io} = 170 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$</p> $t_w = t_{prom} + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_{prom} - t_{prom}) = 126.9650 \circ F$ $T_f = \frac{T_v + t_w}{2} = 155.9238 \circ F$ $k_f(155.9238 \circ F) = 0.0855 \frac{BTU}{hft \circ F}$ $\mu_f(155.9238 \circ F) = 0.35 \text{ cP} = 0.847 \frac{lb}{hft}$ $\rho_f = 54.824 \frac{lb}{ft^3}$

Cálculo de un condensador vertical

Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
	$G' = \frac{w'}{P_H} = \frac{W}{N_t \pi D_{ot}}$ $= 492.8688 \frac{lb}{hft}$ $Re_f = \frac{4G'}{\mu_f} = 2327.5976$ $\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 0.17, \text{ Figura 12.12}$ <p style="text-align: center;">(Kern, 2006)</p> $\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 0.17$ $\bar{h} = 175.0593 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$ <p style="text-align: center;">El valor propuesto con el calculado son muy parecidos</p>

Cálculo de un condensador vertical

Coeficiente Global Limpio	
$U_C = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} = 118.3226 \frac{BTU}{hft^2\text{°F}}$	
$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} = 7.4536 \times 10^{-3} \frac{hft^2\text{°F}}{BTU}$	

Caída de Presión	
Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
$Re_s = \frac{D_{es}G_s}{\mu} = 7949.0273$	$Re_t = \frac{D_{it}G_t}{\mu} = 112098.8833$
$f_s = 0.0022$, Figura 29. Apéndices (Kern, 2006)	$f_t = 0.000145$, Figura 26. Apéndices (Kern, 2006)

Cálculo de un condensador vertical

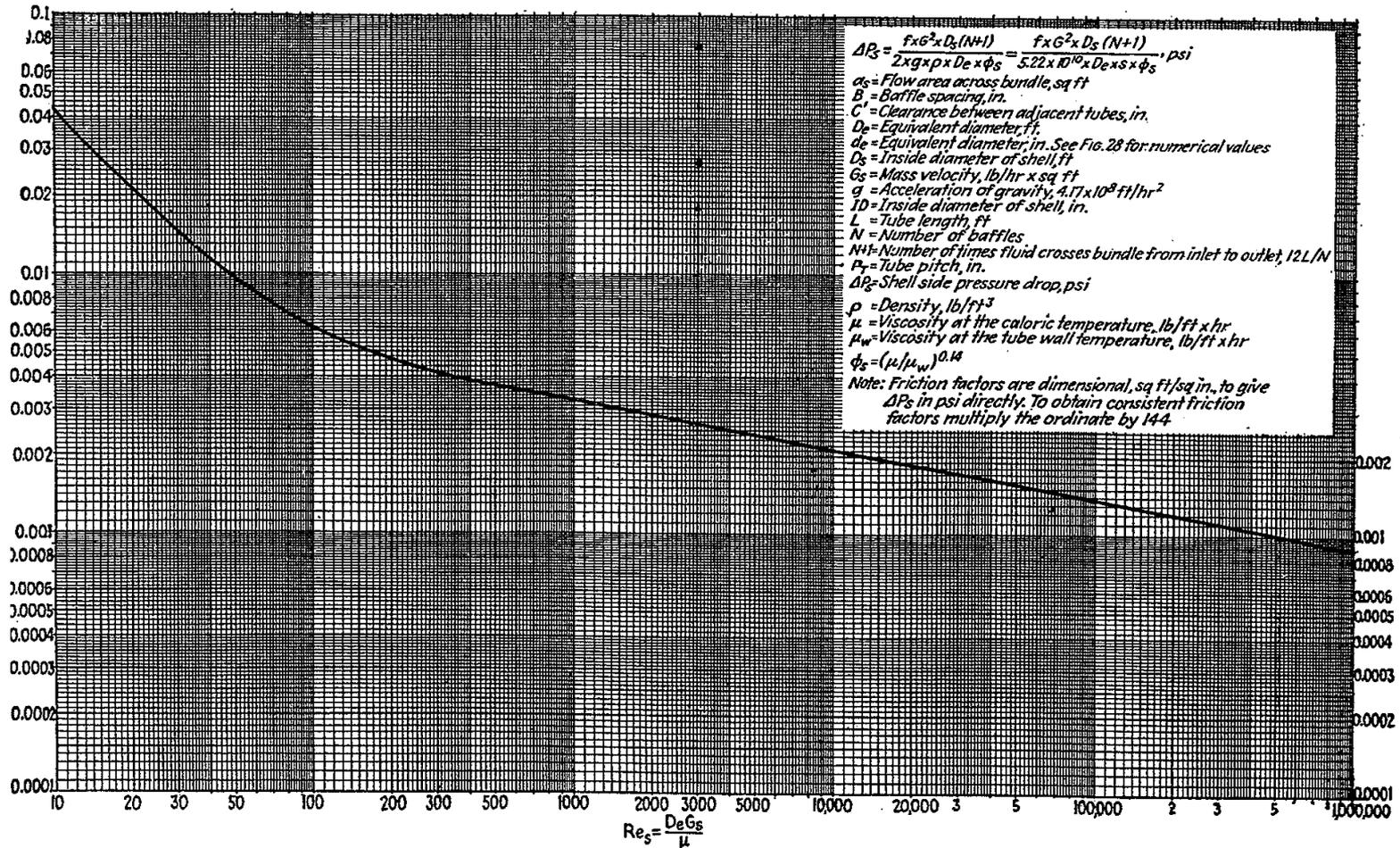


FIG. 29. Shell-side friction factors for bundles with 25% cut segmental baffles.

Cálculo de un condensador vertical

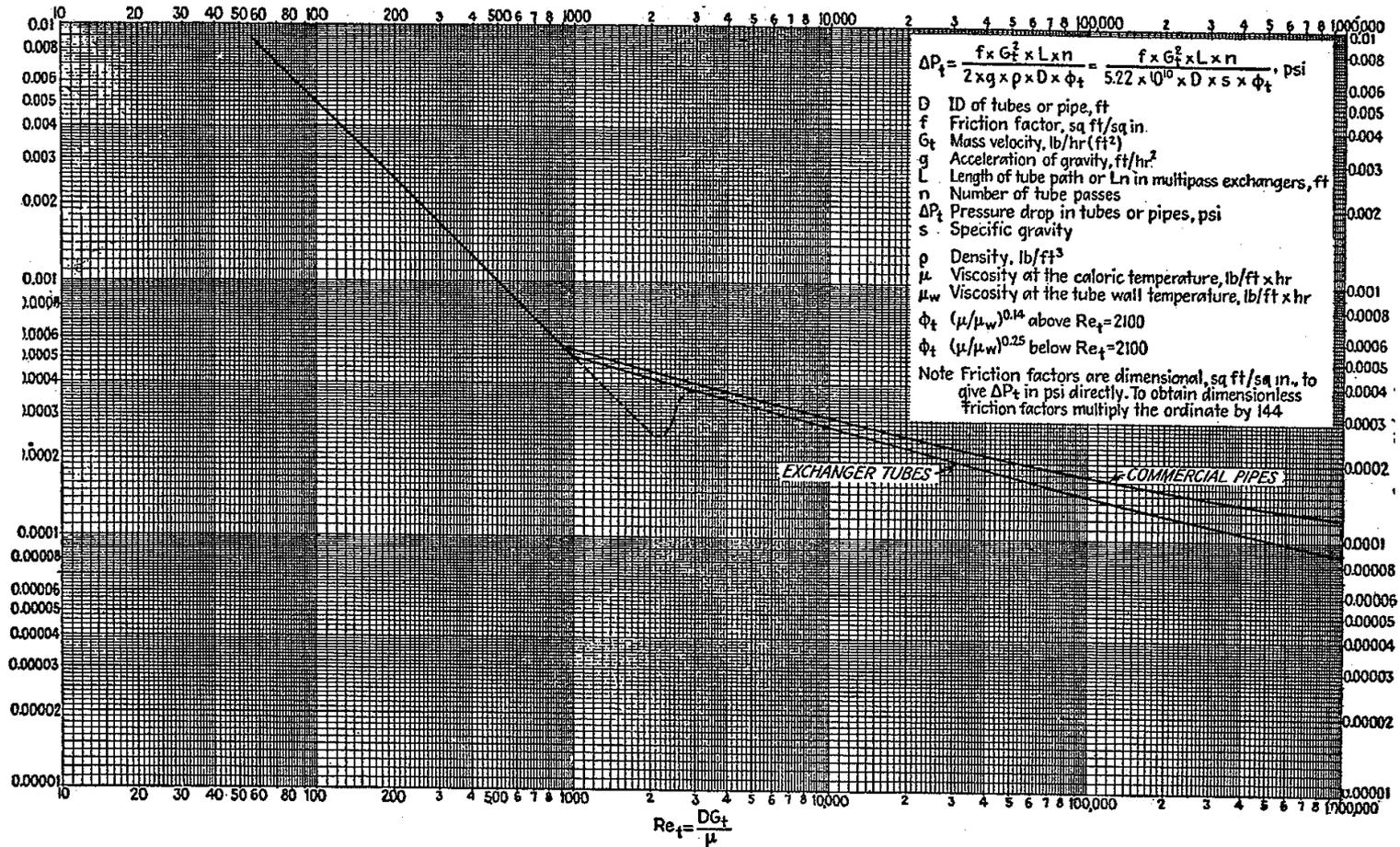


FIG. 26. Tube-side friction factors. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.)

Cálculo de un condensador vertical

Caída de Presión	
Coraza: agua	Tubos: vapor de benceno
$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_{es} \rho_{esp} \phi_s}$ $= 0.2431 \frac{lbf}{in^2}$	$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_{it} \rho_{esp}}$ $\rho = \frac{P_T M}{RT_{prom}} = 3.2024 \frac{g}{L}$ $= 0.1999 \frac{lb}{ft^3}$ $\rho_{esp} = 3.2086 \times 10^{-3}$ $\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{f_t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_{it} \rho_{esp}}$ $= 0.1154 \frac{lbf}{in^2}$ <p>Solo hay un paso en los tubos, no hay pérdida de carga por retorno.</p>

Con este ejercicio se da un panorama general de la metodología a seguir para diseñar o adaptar un intercambiador de coraza y tubos como condensador.

Conclusiones

1. Durante el desarrollo de la presente clase se estableció que para el diseño o caracterización de un equipo, se debe considerar que el mecanismo por el cual ocurre cambio de fase es por condensación en película, ya que este mecanismo supone una mayor resistencia a la transferencia de calor, y en consecuencia, al determinar los coeficientes de película individuales y globales por este mecanismo, se está garantizando que el intercambiador cumpla con el requerimiento de flujo de calor deseado.
2. A pesar de existir correlaciones para determinar coeficientes de condensación promedio para régimen laminar-ondulatorio y turbulento, es común suponer al inicio de cualquier cálculo que el flujo de condensado es laminar. En un cálculo posterior del número de Reynolds se comprueba si la suposición es correcta.
3. El cálculo de los coeficientes de condensación promedio deben forzosamente tomar en cuenta la geometría del sistema, por ejemplo, cuando se tiene un banco de tubos (caso de un intercambiador de coraza y tubos) se tiene que analizar el concepto de carga por tubo, ya que independientemente de la superficie horizontal o vertical de transferencia de calor, cada tubo condensa una cantidad determinada de vapor.

Conclusiones

4. A pesar de tener mucho tiempo en vigor, la metodología propuesta por Kern hace más de 50 años sigue siendo ampliamente utilizada para verificar el funcionamiento o adaptabilidad de un intercambiador de calor, desde el punto de vista térmico, son tres los aspectos fundamentales a determinar: la cantidad de calor a transferir, el coeficiente global limpio y la pérdida de carga que experimenta cada uno de los fluidos al pasar por un equipo de esta naturaleza.
5. Los intercambiadores de coraza y tubos son los equipos más ampliamente utilizados en la industria, no solo por su versatilidad y el área de transferencia de calor que pueden ofrecer en espacios reducidos, sino que son capaces de reducir la cantidad de calor de un vapor sobrecalentado para su posterior conversión a líquido saturado, o bien, enfriar un líquido saturado para evitar pérdidas posteriores durante su almacenamiento.



UAEM