

RAFAEL BARRANTES SEGURA

ID: UM19138SME26986

Master in Mechanical Engineering

Heat Exchanger Design

ATLANTIC INTERNATIONAL UNIVERSITY

HONOLULU, HAWAII

SPRING, 2012

TABLA DE CONTENIDO

BIBLIOGRAFÍA	93
CONCLUSIÓN	93
DESCRIPCIÓN	4
<i><u>Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente</u></i>	4
<i><u>Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente con aletas</u></i>	45
<i><u>Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente en arreglos serie-paralelo</u></i>	59
<i><u>Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente sin aletas</u></i>	29
<i><u>Intercambiadores de calor de tubo y coraza (shell and tube)</u></i>	71
INTRODUCCIÓN	3
TABLA DE CONTENIDO	2

INTRODUCCIÓN

En los cursos y libros de transferencia de calor, se detalla claramente los procedimientos, formulaciones y mecanismos de diseño básico de intercambiadores de calor. No obstante, los datos que deben considerarse en la aplicación matemática del diseño no están disponibles en ámbito de la ingeniería convencional.

Por ello este trabajo pretende dar no solamente los mecanismos de diseño con sus ecuaciones matemáticas, sino que provee datos empíricos y experimentales útiles para proyectos adecuados de intercambiadores de calor de varios tipos, lo cual puede utilizarse de manera práctica para la resolución de problemas y construcción de los mismos.

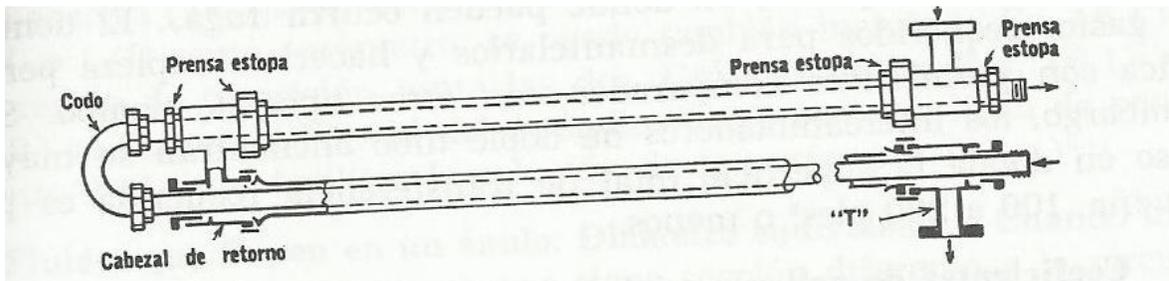
DESCRIPCIÓN

Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente

Uno de los tipos de intercambiadores de calor es el de doble tubo, el cual es conocido como tipo U (U-bend o hairpin).

Su forma es simple y contiene un tubo dentro de otro.

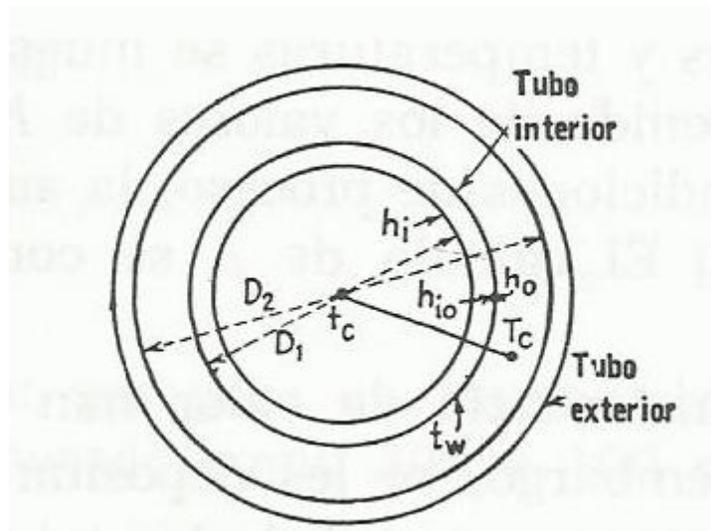
Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Dentro de los datos más importantes está los relacionados directamente con los coeficientes térmicos convectivos.

Figura 2. Datos de importancia de un intercambiador de calor de doble tubo



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Diseño

Para simplificar el tema, se considera benceno que será enfriado por tolueno.

1. Datos de entrada

a. Cantidad de benceno a calentar en 9820 lb/h

b. Líquidos y temperaturas

Tabla 1. Líquidos y temperaturas

Benceno frío	80 °F a 120 °F
Tolueno caliente	160 °F a 100 °F

Fuente: Propia

c. Gravedad específica @68 °F

Benceno 0,44

Tolueno 0,87

d. Factor de obstrucción

$$0,001 \text{ h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

e. $\Delta P = 10 \text{ psi}$

Nota: Para todos los casos de intercambiadores de calor de flujo a contracorriente, este valor va de 5 psi a 10 psi.

f. Se tiene en almacenes una cantidad de horquillas de 20 pie de longitud de 2" x 1-1/4" IPS (Iron pipe size)

2. Cálculo

a. Obteniendo el balance de calor

Benceno

$$t_{promedio} = \frac{80^{\circ}F + 120^{\circ}F}{2} = 100^{\circ}F$$

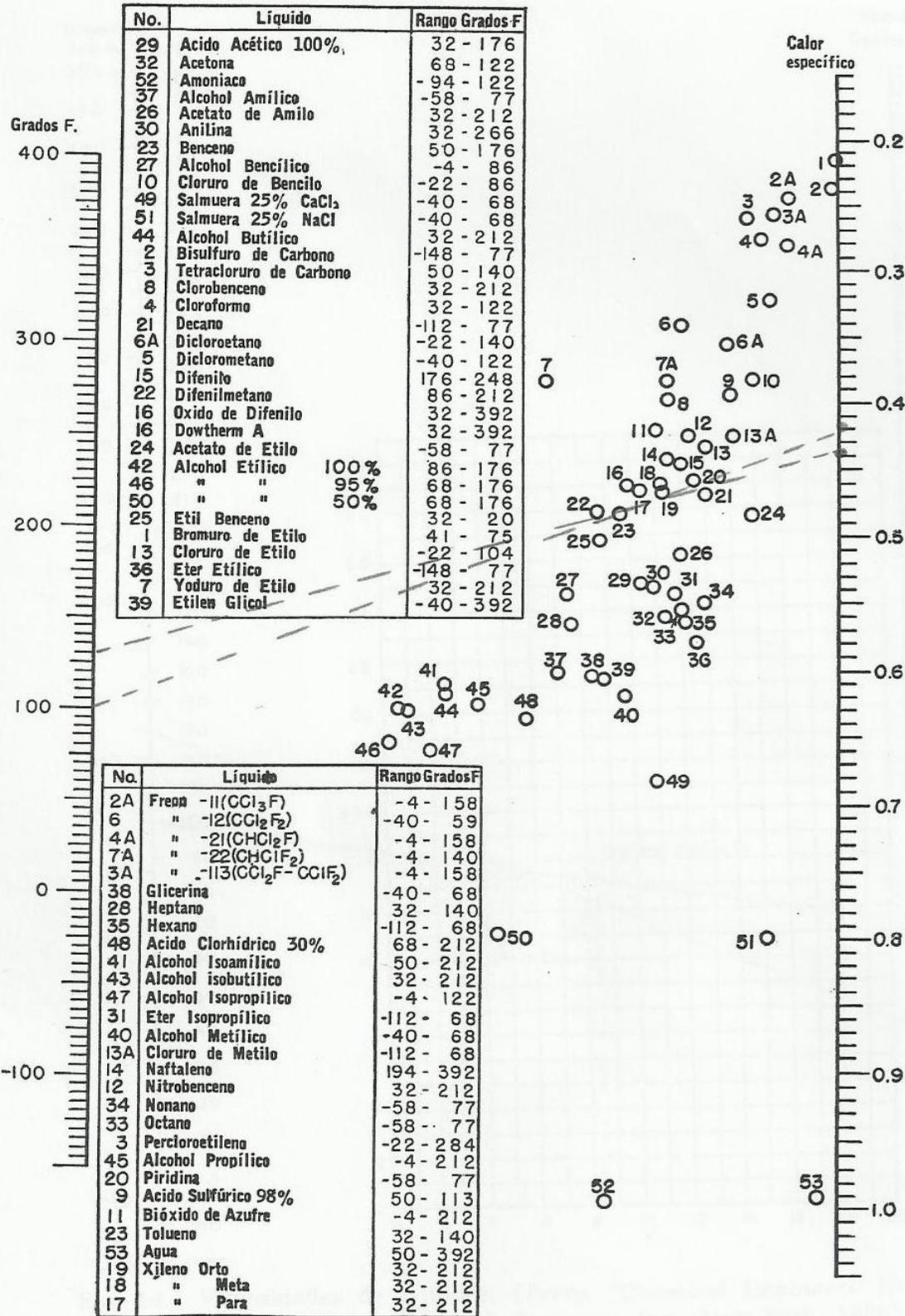
Tolueno

$$t_{promedio} = \frac{160^{\circ}F + 100^{\circ}F}{2} = 130^{\circ}F$$

Del siguiente nomograma:

Figura 1. Nomograma para encontrar el calor específico

Calor específico = Btu/(lb)(grado F)



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Ceca, México D.F., 1998.

$$C_{pbenceno} = 0,425 \frac{BTU}{lb^{\circ}F}$$

$$C_{ptolueno} = 0,44 \frac{BTU}{lb^{\circ}F}$$

Para el benceno:

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T$$

$$\dot{Q} = 9820 \frac{lb}{h} * 0,425 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} * (120^{\circ}F - 80^{\circ}F) = 167000 \frac{BTU}{h}$$

Para el tolueno:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{C_p\Delta T} = \frac{167000 \frac{BTU}{h}}{0,44 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} * (160^{\circ}F - 100^{\circ}F)} = 6330 \frac{lb}{h}$$

Calculando el MLDT (media logarítmica del diferencial de temperaturas):

Tabla 2. MLDT

	Fluido caliente	Fluido frío	Diferencia	
Alta temperatura	160 °F	120 °F	40 °F	Δt_2
Baja temperatura	100 °F	80 °F	20 °F	Δt_1
			20 °F	$\Delta t_2 - \Delta t_1$

Fuente: Propia

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 * \log \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} = \frac{20^{\circ}F}{2,3 * \log \left(\frac{40}{20} \right)} = 28,8^{\circ}F$$

Las temperaturas calóricas para este caso son las promedio:

$$t_{promedio\ benceno} = 100^{\circ}F$$

$$t_{promedio\ tolueno} = 130^{\circ}F$$

b. Para el tubo interior:

De acuerdo a la siguiente tabla, se nota que el área del ánulo es inferior a la del tubo interior por lo que se coloca la corriente mayor en el tubo interior, o sea el benceno.

Figura 2. Áreas de flujo y diámetros equivalentes en intercambiadores de calor de doble tubo

Intercambiador, IPS	Área de flujo, plg ²		Ánulo plg	
	Ánulo	tubo	d_e	d'_e
2 × 1¼	1.19	1.50	0.915	0.40
2½ × 1¼	2.63	1.50	2.02	0.81
3 × 2	2.93	3.35	1.57	0.69
4 × 3	3.14	7.38	1.14	0.53

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

c. Para el tolueno:

Figura 3. Dimensiones de tubería de acero (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
→ 1 1/4	1.66✓	40*	1.380✓	1.50	0.435✓	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
→ 2	2.38	40*	2.067✓	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

$$D_2 = \frac{2,067''}{12''} = 0,1725 \text{ pie}$$

$$D_1 = \frac{1,66''}{12''} = 0,138 \text{ pie}$$

$$a_a = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} = \frac{\pi[(0,1725\text{pie})^2 - (0,138\text{pie})^2]}{4} = 0,0826 \text{ pie}^2$$

a_a : área del ánulo

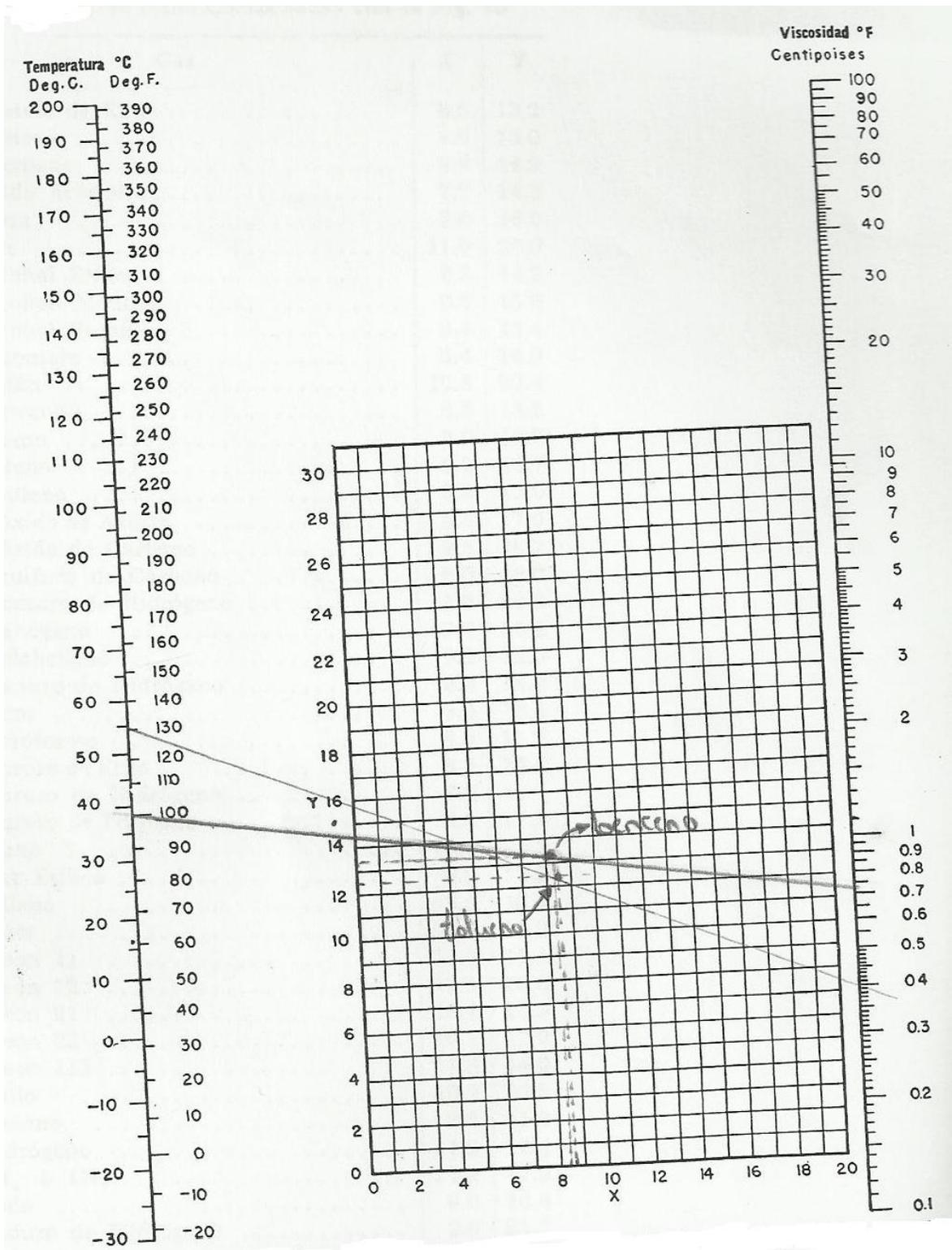
$$D_e = \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{D_1} = \frac{[(0,1725\text{pie})^2 - (0,138\text{pie})^2]}{0,138 \text{ pie}} = 0,0762 \text{ pie}$$

D_e : Diámetro equivalente

Velocidad de masa:

$$G_a = \frac{\dot{m}}{a_a} = \frac{6330 \text{ lb/h}}{0,00826 \text{ pie}^2} = 767000 \frac{\text{lb}}{\text{h} - \text{pie}^2}$$

Figura 4. Viscosidades de líquidos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

A 130 °F ($t_{promedio}$)

$$\mu \approx 0,41 C_p$$

$$\mu = 0,41 C_p * 2,42 = 0,99 \frac{lb}{pie - h}$$

El número de Reynolds:

$$Re = \frac{D_e * G_a}{\mu} = \frac{0,0762 \text{ pie} * 767000 \frac{lb}{h - pie^2}}{0,99 \frac{lb}{pie - h}}$$

$$Re = 59000$$

A 130 °F

$$C_p = 0,44 \frac{BTU}{lb^{\circ}F}$$

Figura 5. Conductividades térmicas de líquidos

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
Oliva	212	0.100	Bióxido de azufre	5	0.128
Acetato de etilo	68	0.097		86	0.111
Alcohol 100%	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.093
80%	68	0.101		167	0.088
60%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
40%	68	0.137		154	0.094
20%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
100%	68	0.224	15%	86	0.34
Benceno	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
Bromuro	122	0.087	12.5%	86	0.34
Eter	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
Yoduro	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Acetato de amilo	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Alcohol (n-)	86	0.080	Decano (n-)	140	0.079
Alcohol (n-)	167	0.078		86	0.085
Alcohol (n-)	104	0.064	Diclorodifluorometano	140	0.083
Alcohol (n-)	167	0.063		20	0.057
Alcohol (n-)	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.083	Dicloroetano	100	0.048
Alcohol (n-)	212	0.089	Diclorometano	140	0.043
Alcohol (n-)	86	0.088		180	0.038
Alcohol (n-)	167	0.087	Eter de petróleo	122	0.082
Alcohol (n-)	77-86	0.085		5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097	Etilen glicol	86	0.096
Alcohol (n-)	167	0.095	Gasolina	86	0.075
Alcohol (n-)	50	0.091	Glicerina 100%	167	0.073
Alcohol (n-)	86	0.102	80%	32	0.153
Alcohol (n-)	167	0.095	60%	86	0.078
Alcohol (n-)	68	0.099	40%	68	0.164
Alcohol (n-)	68	0.20	20%	68	0.189
Alcohol (n-)	212	0.0786	100%	68	0.220
Alcohol (n-)	212	0.102	Heptano (n-)	68	0.259
Alcohol (n-)	212	0.0925		212	0.278
Alcohol (n-)	212	0.0835	Hexano (n-)	86	0.164
Alcohol (n-)	86	0.21		86	0.081
Alcohol (n-)	86	0.25	Kerosena	140	0.079
Alcohol (n-)	86	0.30		86	0.080
Alcohol (n-)	32	0.330	Mercurio	140	0.078
Alcohol (n-)	86	0.356		68	0.086
Alcohol (n-)	140	0.381	Nitrobenceno	167	0.081
Alcohol (n-)	176	0.398		82	4.83
Alcohol (n-)	77-86	0.104	Nitrometano	86	0.095
Alcohol (n-)	86	0.094		212	0.088
Alcohol (n-)	167	0.091	Nonano (n-)	86	0.125
Alcohol (n-)	86	0.093		140	0.120
Alcohol (n-)	167	0.090	Octano (n-)	86	0.084
Alcohol (n-)	68	0.124		140	0.082
Alcohol (n-)	68	0.154	Paraldehído	86	0.083
Alcohol (n-)	68	0.190		140	0.081
Alcohol (n-)	68	0.234	Pentano (n-)	86	0.084
Alcohol (n-)	68	0.284		212	0.078
Alcohol (n-)	122	0.114	Percloroetileno	86	0.078
Alcohol (n-)	5	0.111		167	0.074
Alcohol (n-)	86	0.089	Sodio	122	0.092
Alcohol (n-)	86	0.099		212	49
Alcohol (n-)	167	0.095	Tolueno	410	46
Alcohol (n-)	86	0.091		86	0.086
Alcohol (n-)	140	0.090	β-tricloroetano	167	0.084
Alcohol (n-)	5-86	0.29	Tricloroetileno	122	0.077
Alcohol (n-)	68	0.261	Turpentina (aguarrás)	122	0.080
Alcohol (n-)	140	0.29		59	0.074
Alcohol (n-)	32-68	0.100	Vaselina	59	0.106
Alcohol (n-)	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
Alcohol (n-)	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Ceca, México D.F., 1998.

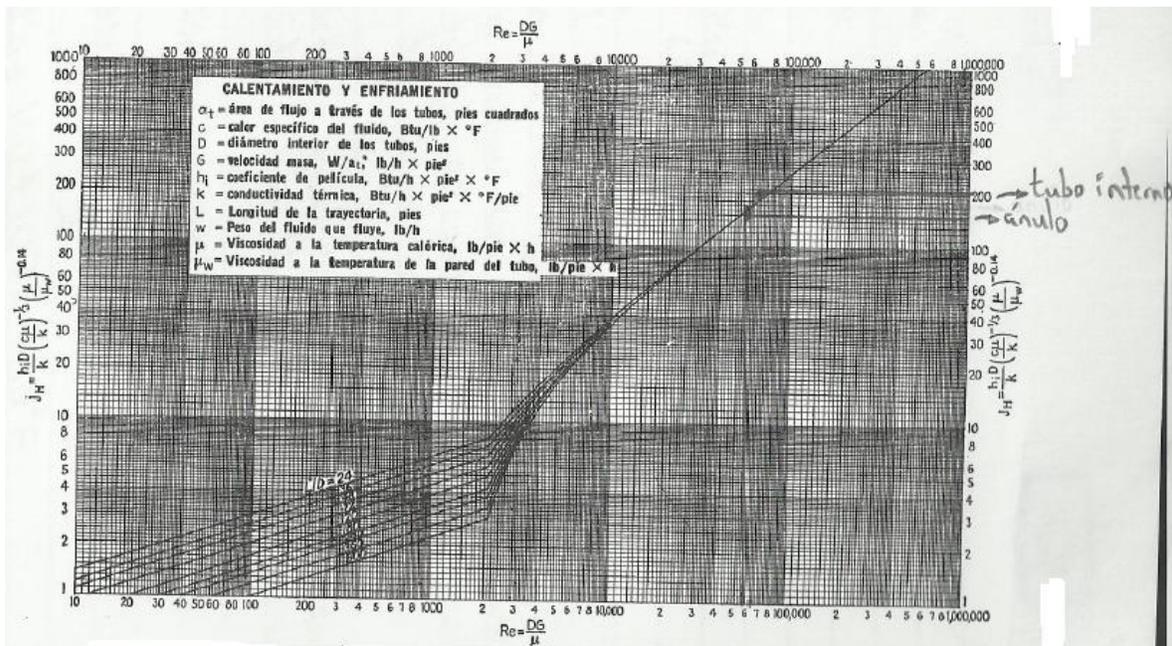
$$k = 0,085 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot h}$$

Por tanto,

$$\left(\frac{C_p * \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0,44 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} * 0,99 \frac{lb}{pie \cdot h}}{0,085 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,725$$

Calculando j_H con $Re = 59000$:

Figura 6. Curva de transferencia de calor lado de tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

$$j_H \approx 167$$

Entonces,

$$h_o = j_H * \frac{k}{D_e} * \left(\frac{C_p * \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

μ_w : viscosidad dinámica en Cp

$$h_o = 167 * \frac{0,085 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}}{0,0762 \text{ pie}} * 1,725 * \frac{0,99}{1} = 323 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$$

d. Para el tubo interior (benceno)

Figura 7. Dimensiones de tubería de acero (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
→ 1 1/4	1.66✓	40*	1.380✓	1.50	0.435✓	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
→ 2	2.38	40*	2.067✓	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

$$D = \frac{1,38''}{12''} = 0,115 \text{ pie}$$

$$a_t = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} * (0,115 \text{ pie})^2 = 0,0104 \text{ pie}^2$$

a_t : área del flujo total

Velocidad de masa:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{9820 \text{ lb/h}}{0,0104 \text{ pie}^2} = 943000 \frac{\text{lb}}{\text{h} - \text{pie}^2}$$

A 100 °F (t_{promedio})

$$\mu \approx 0,72 \text{ Cp}$$

$$\mu = 0,72 \text{ Cp} * 2,42 = 1,7424 \frac{\text{lb}}{\text{pie} - \text{h}}$$

El número de Reynolds:

$$Re = \frac{D * G_t}{\mu} = \frac{0,115 \text{ pie} * 943000 \frac{\text{lb}}{\text{h} - \text{pie}^2}}{1,7424 \frac{\text{lb}}{\text{pie} - \text{h}}}$$

$$Re = 62238,86$$

A 100 °F

$$C_p = 0,425 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

Figura 8. Conductividades térmicas de líquidos

Líquido	°F	k	Líquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
Oliva	212	0.100	Bióxido de azufre	5	0.128
Acetato de etilo	68	0.097		86	0.111
Alcohol 100%	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.093
80%	68	0.101		167	0.088
60%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
40%	68	0.137		154	0.094
20%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
100%	68	0.224	15%	86	0.34
Benceno	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
Bromuro	122	0.087	12.5%	86	0.34
Eter	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
Yoduro	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Acetato de amilo	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Alcohol (n-)	86	0.080	Decano (n-)	140	0.079
	167	0.078		86	0.085
	104	0.064	Diclorodifluorometano	140	0.083
	167	0.063		20	0.057
	50	0.083		60	0.053
	86	0.083		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
	167	0.087		122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-86	0.085	Dicloroetano	5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097	Diclorometano	86	0.096
(iso-)	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.075
Acetona	50	0.091		167	0.073
	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
Acido acético 100%	167	0.095	Gasolina	86	0.078
50%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
Acido esteárico	68	0.20	80%	68	0.189
Acido láurico	212	0.0786	60%	68	0.220
Acido oleico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido palmítico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido sulfúrico 90%	212	0.0835	100%	212	0.164
60%	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
30%	86	0.25		140	0.079
Agua	86	0.30	Hexano (n-)	86	0.080
	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.081
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
Alcohol hexílico (n-)	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol metílico 100%	86	0.093	Nonano (n-)	140	0.120
80%	167	0.090		86	0.084
60%	68	0.124	Octano (n-)	140	0.082
40%	68	0.154		86	0.083
20%	68	0.190	Paraldehído	140	0.081
100%	68	0.234		86	0.084
Cloruro	68	0.284	Pentano (n-)	212	0.078
	122	0.114		86	0.078
	5	0.111		167	0.074
	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
	86	0.089	Sodio	212	49
	167	0.095		410	46
	86	0.091	Tolueno	86	0.086
	140	0.090		167	0.084
Amoniaco	5-86	0.29	β-tricloroetano	122	0.077
Amoniaco, acuoso, 26%	68	0.261	Tricloroetileno	122	0.080
	140	0.29	Turpentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-68	0.100	Vaselina	59	0.106
Benceno	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Ceca, México D.F., 1998.

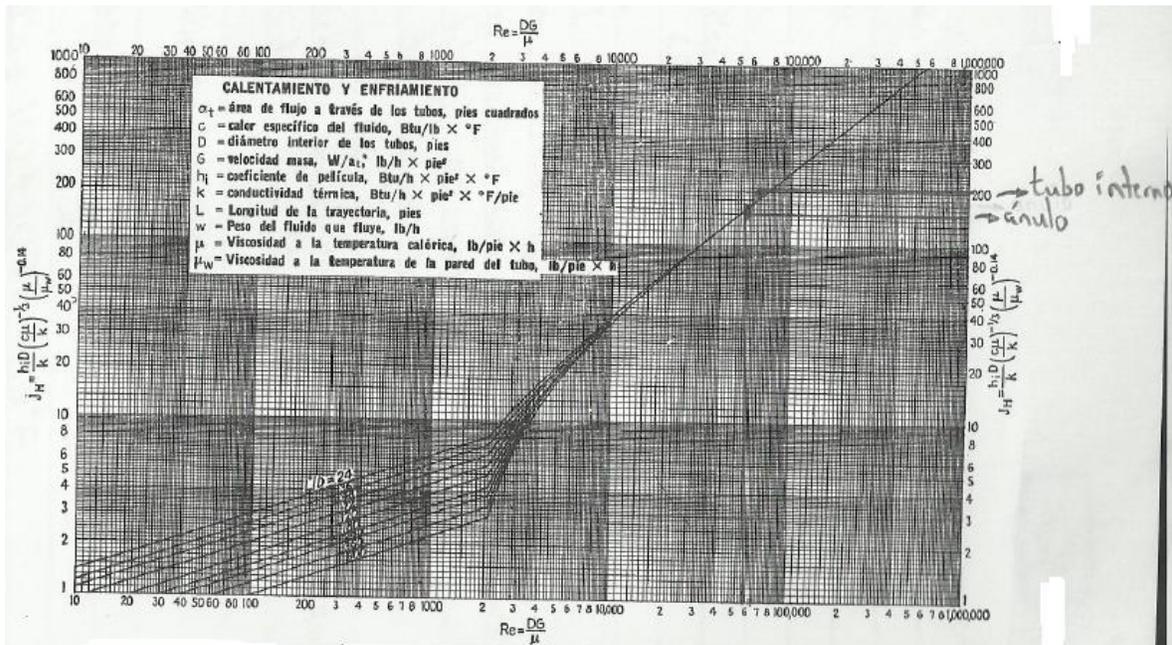
$$k = 0,091 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot h}$$

Por tanto,

$$\left(\frac{C_p * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0,425 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} * 1,7424 \frac{lb}{pie \cdot h}}{0,091 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot ^{\circ}F}}\right)^{\frac{1}{3}} = 1,99$$

Calculando j_H con $Re = 62238,86$:

Figura 9. Curva de transferencia de calor lado de tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

$$j_H \approx 200$$

Entonces,

$$h_i = j_H * \frac{k}{D} * \left(\frac{C_p * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

μ_w : viscosidad dinámica en C_p

$$h_i = 200 * \frac{0,091 \frac{BTU \cdot pie}{h \cdot pie^2 \cdot ^{\circ}F}}{0,115 \text{ pie}} * 1,99 * 1 = 314,93 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^{\circ}F}$$

Corrigiendo h_i :

$$h_{io} = \frac{DI}{DE} = 314,93 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F} * \frac{1,38''}{1,66''} = 261,81 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$$

e. Coeficiente total limpio U_c

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{261,81 * 323}{261,81 + 323} = 144,6 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$$

f. Coeficiente de diseno

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d$$

$R_d = 0,002 \frac{h.pie^2.^\circ F}{BTU}$ (ya que se definió 0,001 h-pie²-F/BTU por cada corriente)

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{144,6 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}} + 0,002 \frac{h.pie^2.^\circ F}{BTU}$$

$$U_D = 112,16 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$$

g. Resumen

Tabla 3. Resumen de datos

h_{io}	h_o
$261,81 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$	$323 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$
U_c	$144,6 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$
U_D	$112,16 \frac{BTU}{h.pie^2.^\circ F}$

Fuente: Propia

h. Superficie requerida

$$\dot{Q} = U_D * A * MLDT$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_D * MLDT} = \frac{167000 \frac{BTU}{h}}{112,16 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} * 28,8 ^\circ F} = 51,69 pie^2$$

Figura 10. Dimensiones de tubería de acero (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
→ 1 1/4	1.66✓	40*	1.380✓	1.50	0.435✓	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
→ 2	2.38	40*	2.067✓	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20‡	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20‡	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

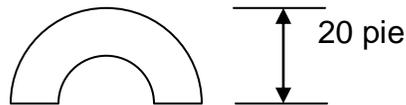
Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

De la tabla anterior para tubo de 1-1/4 IPS hay $\frac{0,435 \text{ pie}^2}{\text{pie longitud}}$

Por tanto,

$$\text{Longitud requerida} = \frac{A}{0,435 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}}} = 118,84 \text{ pie}$$

Como las horquillas son de 20 pie,



1 horquilla = 20 pie por dos lados = 40 pie

Por tanto,

3 horquillas * 40 pie = 120 pie

$$120 \text{ pie} > 118,84 \text{ pie OK}$$

Se necesita por tanto 3 horquillas y se conectarán en serie.

i) Corrección

La nueva superficie será:

$$\text{Área corregida} = A_c = 120 \text{ pie} * 0,435 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}} = 52,2 \text{ pie}^2$$

Por tanto,

$$U_{D\text{corregida}} = U_{Dc} = \frac{\dot{Q}}{A_c * MLDT} = \frac{167000 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{52,2 \text{ pie}^2 * 28,8 \text{ }^\circ\text{F}} = 111,08 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}}$$

$$R_{dcorregida} = \frac{U_c - U_{Dc}}{U_{Dc} * U_c} = \frac{144,6 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} - 111,08 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}}{144,6 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F} * 111,08 \frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}} = 0,00208 \frac{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}{BTU}$$

j. Caída de presión

j.1. Para el ánulo:

$$D'_e = (D_2 - D_1) = (0,1725 \text{ pie} - 0,138 \text{ pie}) = 0,0345 \text{ pie}$$

$$Re'_{\text{ánulo}} = \frac{D'_e * G_a}{\mu} = \frac{0,0345 \text{ pie} * 767000 \frac{lb}{h \cdot pie^2}}{0,99 \frac{lb}{pie \cdot h}} = 26800$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{\left(\frac{D'_e * G_a}{\mu}\right)^{0,42}}$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(26800)^{0,42}} = 0,0071$$

De la siguiente figura:

Figura 11. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos

Compuesto	Mol.	S *	Compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	53.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	60.1	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%	1.50	Glicerina 50%	1.13
Acido nítrico 60%	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hidróxido de sodio 50%	1.53
Acido sulfúrico 98%	1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	0.94
Alcohol etílico 95%	0.81	Metiletilcetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	60.1	0.79	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	130.23	0.82	Nitrobenceno	123.1	1.20
Alcohol octílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	17.0	0.61	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	0.91	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26%	102.1	1.08	n-octano	114.2	0.70
Anhídrido acético	93.1	1.02	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	108.1	0.99	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Anisol	78.1	0.88	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	64.1	1.38	Pentacloroetano	202.3	1.67
Bióxido de azufre	44.0	1.29	n-pentano	72.1	0.63
Bióxido de carbono	76.1	1.26	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	171.0	1.42	Salmuera, Ca Cl, 25%	1.23
Bromotolueno, orto	171.0	1.41	Salmuera, Na Cl, 25%	1.19
Bromotolueno, meta	171.0	1.39	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, para	108.9	1.43	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	123.0	1.35	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	58.1	0.60	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	100.2	0.96	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	112.6	1.11	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	119.4	1.49	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	126.6	1.08	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno, orto	126.6	1.07	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	126.6	1.07	Xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno, meta	0.86
Cloruro estánico	260.5	2.23	Xileno, para	0.86

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

$$S = 0,87 \text{ para el tolueno}$$

$$\rho = 62,5 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} * S = 62,5 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} * 0,87 = 54,3 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

$$\Delta F_{anulo} = \frac{4 * f * G_a^2 * L}{2 * g * \rho^2 * D_e}$$

$$\Delta F_{\text{ánulo}} = \frac{4 * 0,0071 * \left(767000 \frac{lb}{h - pie^2}\right)^2 * 120 pie}{2 * 4,18 \times 10^8 \frac{pie}{h^2} * \left(54,3 \frac{lb}{pie^3}\right)^2 * 0,0345 pie} = 23,5 pie$$

La velocidad:

$$V = \frac{G_a}{3600 * \rho} = \frac{767000 \frac{lb}{h - pie^2}}{3600 * 54,3 \frac{lb}{pie^3}} = 3,92 \frac{pie}{s}$$

$$F_{\text{pérdida}} = 3 * \frac{V^2}{2 * g} = 3 * \frac{3,92 \frac{pie}{s}}{2 * 32,2 \frac{pie}{s^2}} = 0,7 pie$$

$$\Delta P_{\text{ánulo}} = \left(\frac{\Delta F_a + F_{\text{pérdida}}}{144}\right) * \rho = \left(\frac{23,5 pie + 0,7 pie}{144}\right) * 54,3 \frac{lb}{pie^3} = 9,2 psi$$

Como ΔP_a permitida = 10 psi

$$10 psi > 9,2 psi \text{ OK}$$

j.2. Para la tubería:

Con $Re = 62238,86$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}}$$

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{(62238,86)^{0,42}} = 0,006059$$

Figura 12. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos

Compuesto	Mol.	S *	Compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	53.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	60.1	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%	1.50	Glicerina 50%	1.13
Acido nítrico 60%	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hidróxido de sodio 50%	1.53
Acido sulfúrico 98%	1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	0.94
Alcohol etílico 95%	0.81	Metiletilcetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	60.1	0.79	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	130.23	0.82	Nitrobenceno	123.1	1.20
Alcohol octílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	17.0	0.61	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	0.91	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26%	102.1	1.08	n-octano	114.2	0.70
Anhídrido acético	93.1	1.02	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	108.1	0.99	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Anisol	78.1	0.88	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	64.1	1.38	Pentacloroetano	202.3	1.67
Bióxido de azufre	44.0	1.29	n-pentano	72.1	0.63
Bióxido de carbono	76.1	1.26	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	171.0	1.42	Salmuera, Ca Cl, 25%	1.23
Bromotolueno, orto	171.0	1.41	Salmuera, Na Cl, 25%	1.19
Bromotolueno, meta	171.0	1.39	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, para	108.9	1.43	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	123.0	1.35	Tetracloroetileno	165.9	1.63
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
i-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
Ciclohexanol	100.2	0.96	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Clorobenceno	112.6	1.11	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Cloroformo	119.4	1.49	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Clorotolueno, orto	126.6	1.08	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno, meta	126.6	1.07	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno, orto	106.1	0.87
Cloruro estánico	260.5	2.23	Xileno, meta	0.86
			Xileno, para	0.86

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México

$S = 0,88$ para el benceno

$$\rho = 62,5 \frac{lb}{pie^3} * S = 62,5 \frac{lb}{pie^3} * 0,88 = 55 \frac{lb}{pie^3}$$

$$\Delta F_t = \frac{4 * f * G_t^2 * L}{2 * g * \rho^2 * D}$$

$$\Delta F_t = \frac{4 * 0,006059 * \left(943000 \frac{lb}{h - pie^2}\right)^2 * 120 pie}{2 * 4,18 \times 10^8 \frac{pie}{h^2} * \left(55 \frac{lb}{pie^3}\right)^2 * 0,115 pie} = 8,82 pie$$

$$\Delta P_t = \frac{\Delta F_t * \rho}{144} = \frac{8,82 pie * 55 \frac{lb}{pie^3}}{144} = 3,36 psi$$

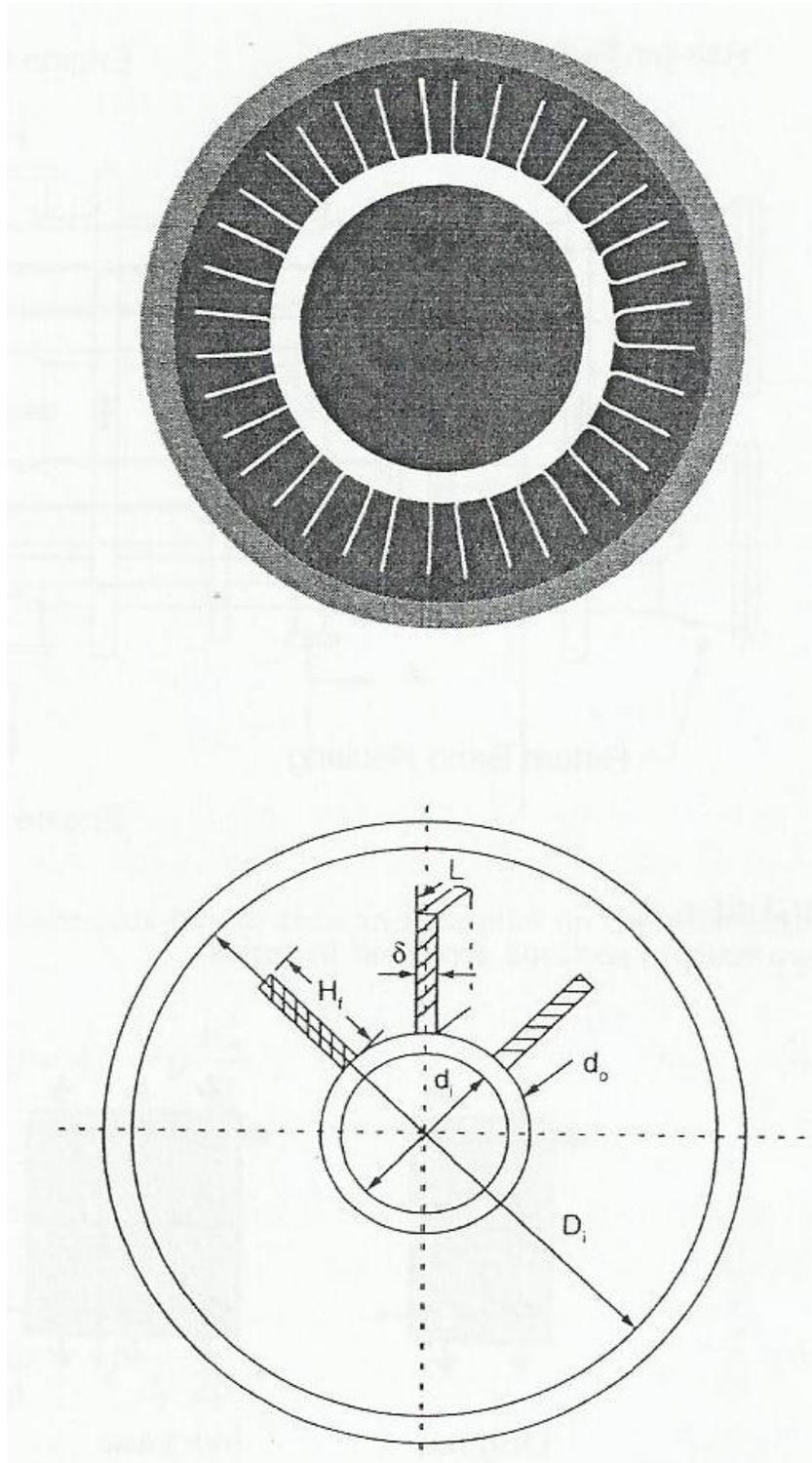
Como ΔP_a permitida = 10 psi

$$10 psi > 3,36 psi OK$$

Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente sin aletas

Cuando se utiliza aletas, éstas son colocadas en el ánulo del intercambiador. Su función es mejorar la transferencia de calor de fluido a fluido. No obstante existen intercambiadores que no las tienen.

Figura 13. Intercambiador de calor con aletas



Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Para el diseño, se debe seguir el siguiente procedimiento:

a. Se debe encontrar la temperatura promedio, tanto del fluido frío como del fluido caliente.

$$T_{promedio\ fluido\ frío} = \frac{T_{alta\ fluido\ frío} + T_{baja\ fluido\ frío}}{2}$$

$$T_{promedio\ fluido\ caliente} = \frac{T_{alta\ fluido\ caliente} + T_{baja\ fluido\ caliente}}{2}$$

Donde,

Todas las temperaturas están en °C.

b. Obtener las siguientes propiedades de cada fluido, tanto el caliente como el frío:

ρ : Densidad en kg/m³

C_p : Calor específico a presión constante en kJ/kg.K

k : Coeficiente de conductividad térmica en W/m.K

μ : Viscosidad dinámica en Pa.s

Pr: El número de Prandlt adimensional

Figura 14. Ejemplo de propiedades de los fluidos

Thermophysical Properties of Saturated Ice-Water-Steam

P (bar)	T (K)	v_f^* ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$)	v_g (m^3/kg)	h^* (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	μ_g ($10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$)	k_f^* (W/m·K)	k_g (W/m·K)	Pr_f^*	Pr_g
0.001	252.84	1.0010	1167	-374.9	2464.1	0.0723	2.40	0.0169		
0.002	260.21	1.0010	600	-360.1	2477.4	0.0751	2.35	0.0174		
0.003	265.11	1.0010	408.5	-350.9	2486.0	0.0771	2.31	0.0177		
0.004	267.95	1.0010	309.1	-344.4	2491.9	0.0780	2.29	0.0179		
0.005	270.74	1.0010	249.6	-337.9	2497.3	0.0789	2.27	0.0180		
0.006	273.06	1.0010	209.7	-333.6	2502	0.0798	2.26	0.0182		
0.0061	273.15	1.0010	206.0	-333.5	2502	0.0802	2.26	0.0182		
0.0061	273.15	1.0002	206.0	0.0	2502	0.0802	0.566	0.0182	13.04	0.817
0.008	276.73	1.0001	159.4	21.9	2508	0.0816	0.568	0.0184	11.66	0.823
0.010	280.13	1.0001	129.2	29.4	2513.4	0.0829	0.578	0.0186	10.39	0.828
0.02	290.66	1.0013	67.00	73.5	2532.7	0.0872	0.595	0.0193	7.51	0.841
0.03	297.24	1.0028	45.66	101.1	2544.8	0.0898	0.605	0.0195	6.29	0.854
0.04	302.13	1.0041	34.80	121.4	2553.6	0.0918	0.612	0.0198	5.57	0.865
0.05	306.04	1.0053	28.19	137.8	2560.6	0.0933	0.618	0.0201	5.08	0.871
0.06	309.33	1.0065	23.74	151.5	2566.6	0.0946	0.622	0.0203	4.62	0.877
0.08	314.68	1.0085	18.10	173.9	2576.2	0.0968	0.629	0.0207	4.22	0.883
0.10	318.98	1.0103	14.67	191.9	2583.9	0.0985	0.635	0.0209	3.87	0.893
0.20	333.23	1.0172	7.65	251.5	2608.9	0.1042	0.651	0.0219	3.00	0.913
0.30	342.27	1.0222	5.23	289.3	2624.6	0.1078	0.660	0.0224	2.60	0.929
0.40	349.04	1.0264	3.99	317.7	2636.2	0.1105	0.666	0.0229	2.36	0.941
0.5	354.50	1.0299	3.24	340.6	2645.5	0.1127	0.669	0.0233	2.19	0.951
0.6	359.11	1.0331	2.73	359.9	2653.0	0.1147	0.673	0.0236	2.06	0.961
0.8	366.66	1.0385	2.09	391.7	2665.3	0.1176	0.677	0.0242	1.88	0.979
1.0	372.78	1.0434	1.6937	417.5	2675.4	0.1202	0.6805	0.0244	1.735	1.009
1.5	384.52	1.0530	1.1590	467.1	2693.4	0.1247	0.6847	0.0259	1.538	1.000
2.0	393.38	1.0608	0.8854	504.7	2706.3	0.1280	0.6866	0.0268	1.419	1.013
2.5	400.58	1.0676	0.7184	535.3	2716.4	0.1307	0.6876	0.0275	1.335	1.027

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

c. Debe encontrarse el calor o masa de acuerdo a:

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_p)_c * \Delta T_c = (\dot{m}C_p)_h * \Delta T_h$$

Donde:

\dot{Q} : Transferencia de calor entre fluidos en W

C_p : Calor específico a presión constante en kJ/kg.K

\dot{m} : masa del fluido en kg/s

ΔT_c : Diferencia de temperatura del fluido frío en K: $T_{alta \text{ fluido frío}} - T_{baja \text{ fluido frío}}$

ΔT_h : Diferencia de temperatura del fluido caliente en K: $T_{alta \text{ fluido caliente}} -$

$T_{baja \text{ fluido caliente}}$

Nota: Los subíndices h y c, significan caliente (hot) y frío (cold) respectivamente, en referencia al fluido caliente y al fluido frío.

d. Calcular la velocidad y el número de Reynolds del fluido caliente

$$u_{mh} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h * A_c}$$

Donde,

ρ_h : Densidad del fluido caliente en kg/m³

\dot{m}_h : masa del fluido caliente en kg/s

u_{mh} : Velocidad del fluido caliente en m/s

$$A_c = \frac{\pi}{4} d_i^2$$

Donde,

d_i : Diámetro interno del tubo interno en m

$$Re = \frac{\rho_h * u_{mh} * d_i}{\mu} = \frac{4 * \dot{m}_h}{\pi * \mu * d_i}$$

Donde,

ρ_h : Densidad del fluido caliente en kg/m³

u_{mh} : Velocidad del fluido caliente en m/s

d_i : Diámetro interno del tubo interno en m

μ : Viscosidad dinámica del fluido en Pa.s

\dot{m}_h : masa del fluido caliente en kg/s

Re : Número de Reynolds adimensional

Dependiendo de si el flujo es turbulento o laminar se selecciona la ecuación de la siguiente figura:

Figura 15. Correlaciones para convección forzada turbulenta a través de tuberías circulares con propiedades constantes

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations
1	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1 + 8.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1)}$	Based on three-layer turbulent boundary layer model, $Pr > 0.5$
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	Based on data for common gases; recommended for Prandtl numbers ≈ 0.7
3	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	Based on three-layer model with constants adjusted to match experimental data $0.5 < Pr_b < 2000$, $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 9 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	Theoretically based; Webb found case 3 better at high Pr and this one the same at other Pr
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_b)$ $n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b)$ $Nu_b = 5 + 0.012 Re_b^{0.87} (Pr_b + 0.29)$	Based on numerical results obtained for $0.1 < Pr_b < 10^4$, $10^4 < Re_b < 10^6$ Within 10% of case 6 for $Re_b > 10^4$
6	$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$ $Nu_b = 0.0214 (Re_b^{0.8} - 100) Pr_b^{0.4}$ $Nu_b = 0.012 (Re_b^{0.87} - 280) Pr_b^{0.4}$	Modification of case 3 to fit experimental data at low Re ($2300 < Re_b < 10^4$) Valid for $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ and $0.5 < Pr_b < 2000$ Simplified correlation for $0.5 < Pr < 1.5$; agrees with case 4 within -6% and +4% Simplified correlation for $1.5 < Pr < 500$; agrees with case 4 within -10% and +0% for $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$
7	$Nu_b = 0.022 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5}$	Modified Dittus-Boelter correlation for gases ($Pr \approx 0.5 - 1.0$); agrees with case 6 within 0 to 4% for $Re_b \geq 5000$

^a Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Donde,

f : Factor de fricción obtenido a partir de la siguiente figura:

Figura 16. Factor de fricción de Fanning isotérmico para flujo turbulento en tuberías circulares lisas

Turbulent Flow Isothermal Fanning Friction Factor Correlations for Smooth Circular Ducts

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations	Ref. ^b
1	$f = \tau_w / 1/2 \rho u_m^2 = 0.0791 Re^{-1/4}$	This approximate explicit equation agrees with case 3 within $\pm 2.5\%$, $4 \times 10^3 < Re < 10^5$	Blasius
2	$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32}$	This correlation agrees with case 3 within -0.5% and $+3\%$, $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$	Drew, Koo, and McAdams
3	$1/\sqrt{f} = 1.737 \ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$ or $1/\sqrt{f} = 4 \log(Re\sqrt{f}) - 0.4$ approximated as $f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2}$ $f = 0.046 Re^{-0.25}$	von Kármán's theoretical equation with the constants adjusted to best fit Nikuradse's experimental data, also referred to as the Prandtl correlation, should be valid for very high values of Re . $4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$ This approximate explicit equation agrees with the preceding within -0.4 and $+2.2\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^6$	von Kármán and Nikuradse
4	$f = 1/(1.58 \ln Re - 3.28)^2$	Agrees with case 3 within $\pm 0.5\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^7$ and within $\pm 1.8\%$ at $Re = 10^4$. $10^4 < Re < 5 \times 10^5$	Flonenko
5	$1/f = \left(1.7372 \ln \frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right)^2$	An explicit form of case 3; agrees with it within $\pm 0.1\%$, $10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$	Techo, Tickner, and James

^a Cited in References 17, 23, 24, 26.

^b Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

e. Calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h_i = \frac{Nu_b * k}{d_i}$$

Donde,

Nu_b : Número de Nusselt a temperatura del fluido (bulk temperature)

k : Coeficiente de conductividad térmica en W/m.K

d_i : Diámetro interno del tubo interno en m

h_i : Coeficiente de convección interno en W/m².K

f. Para el caso del fluido frío que se encuentra en el ánulo

$$u_{mc} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c * A_c}$$

Donde,

ρ_c : Densidad del fluido frío en kg/m³

\dot{m}_c : masa del fluido frío en kg/s

u_{mc} : Velocidad del fluido frío en m/s

$$A_c = \frac{\pi}{4}(D_i^2 - d_o^2)$$

Donde,

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

D_i : Diámetro interno del tubo externo en m

g. Calculando el número de Reynolds

$$D_h = \frac{4 * A_c}{P_w} = D_i - d_o$$

Donde,

P_w : Perímetro mojado en m

A_c : Área transversal del ánulo en m²

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

D_i : Diámetro interno del tubo externo en m

$$Re = \frac{\rho_c * u_{mc} * D_h}{\mu}$$

Donde,

ρ_c : Densidad del fluido frío en kg/m³

u_{mc} : Velocidad del fluido frío en m/s

D_h : Diámetro hidráulico en m

μ : Viscosidad dinámica del fluido en Pa.s

Re : Número de Reynolds adimensional

Dependiendo de si el flujo es turbulento o laminar se selecciona la ecuación de la siguiente figura:

Figura 17. Correlaciones para convección forzada turbulenta a través de tuberías circulares con propiedades constantes

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations
1	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1 + 8.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1)}$	Based on three-layer turbulent boundary layer model, $Pr > 0.5$
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	Based on data for common gases; recommended for Prandtl numbers ≈ 0.7
3	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	Based on three-layer model with constants adjusted to match experimental data $0.5 < Pr_b < 2000$, $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 9 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	Theoretically based; Webb found case 3 better at high Pr and this one the same at other Pr
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_b)$ $n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b)$ $Nu_b = 5 + 0.012 Re_b^{0.87} (Pr_b + 0.29)$	Based on numerical results obtained for $0.1 < Pr_b < 10^4$, $10^4 < Re_b < 10^6$ Within 10% of case 6 for $Re_b > 10^4$
6	$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$ $Nu_b = 0.0214 (Re_b^{0.8} - 100) Pr_b^{0.4}$ $Nu_b = 0.012 (Re_b^{0.87} - 280) Pr_b^{0.4}$	Modification of case 3 to fit experimental data at low Re ($2300 < Re_b < 10^4$) Valid for $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ and $0.5 < Pr_b < 2000$ Simplified correlation for $0.5 < Pr < 1.5$; agrees with case 4 within -6% and +4% Simplified correlation for $1.5 < Pr < 500$; agrees with case 4 within -10% and +0% for $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$
7	$Nu_b = 0.022 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5}$	Modified Dittus-Boelter correlation for gases ($Pr \approx 0.5 - 1.0$); agrees with case 6 within 0 to 4% for $Re_b \geq 5000$

^a Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Donde,

f : Factor de fricción obtenido a partir de la siguiente figura:

Figura 18. Factor de fricción de Fanning isotérmico para flujo turbulento en tuberías circulares lisas

Turbulent Flow Isothermal Fanning Friction Factor Correlations for Smooth Circular Ducts

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations	Ref. ^b
1	$f = \tau_w / 1/2 \rho u_m^2 = 0.0791 Re^{-1/4}$	This approximate explicit equation agrees with case 3 within $\pm 2.5\%$, $4 \times 10^3 < Re < 10^5$	Blasius
2	$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32}$	This correlation agrees with case 3 within -0.5% and $+3\%$, $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$	Drew, Koo, and McAdams
3	$1/\sqrt{f} = 1.737 \ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$	von Kármán's theoretical equation with the constants adjusted to best fit Nikuradse's experimental data, also referred to as the Prandtl correlation, should be valid for very high values of Re . $4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$	von Kármán and Nikuradse
	or $1/\sqrt{f} = 4 \log(Re\sqrt{f}) - 0.4$ approximated as $f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2}$ $f = 0.046 Re^{-0.25}$	This approximate explicit equation agrees with the preceding within -0.4 and $+2.2\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^6$	
4	$f = 1/(1.58 \ln Re - 3.28)^2$	Agrees with case 3 within $\pm 0.5\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^7$ and within $\pm 1.8\%$ at $Re = 10^4$. $10^4 < Re < 5 \times 10^5$	Flonenko
5	$1/f = \left(1.7372 \ln \frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right)^2$	An explicit form of case 3; agrees with it within $\pm 0.1\%$, $10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$	Techo, Tickner, and James

^a Cited in References 17, 23, 24, 26.

^b Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

h. Se calcula el coeficiente por convección:

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o}$$

Donde,

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

D_i : Diámetro interno del tubo externo en m

D_e : Diámetro equivalente en m

$$h_o = \frac{Nu_b * k}{D_e}$$

Donde,

Nu_b : Número de Nusselt a temperatura del fluido (bulk temperature)

k : Coeficiente de conductividad térmica en W/m.K

D_e : Diámetro equivalente en m

h_o : Coeficiente de convección exterior en W/m².K

i. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i * h_i} + \frac{d_o * R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 * k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}$$

Donde,

U_f : Coeficiente global de transferencia de calor en W/m².K

h_i : Coeficiente de convección interno en W/m².K

h_o : Coeficiente de convección exterior en W/m².K

k : Coeficiente de conductividad térmica en W/m.K

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

d_i : Diámetro interno del tubo interno en m

R_{fi} : Factor de resistencia interno en $m^2.K/W$

R_{fo} : Factor de resistencia externo en $m^2.K/W$

Figura 19.Ejemplo de factores de resistencia

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R_f ($m^2 \cdot K/W$) 115 to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
	Seawater	0.000088	0.000088	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Fuente: Kakaç, Sadık et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

j. Para el área de transferencia de calor:

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{U_o * \Delta T_m}$$

Donde,

\dot{Q} : Transferencia de calor entre fluidos en W

$U_o = U_f$: Coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2.K$

ΔT_m : Temperatura media logarítmica en K

Esta temperatura media logarítmica se considera:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Sin embargo, cuando $(\dot{m} * C_p)_h = (\dot{m} * C_p)_c$, entonces $\Delta T_m = \Delta T_1 = \Delta T_2$.

k. El área de transferencia de calor por cada horquilla:

$$A_{hp} = 2 * \pi * d_o * L$$

Donde,

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

L : Longitud de la tubería en m

l. El número de horquillas es:

$$N_{hp} = \frac{A_o}{A_{hp}}$$

Donde,

A_o : Área de transferencia de calor en m^2

A_{hp} : Área de transferencia de calor por cada horquilla en m^2

m. Calculando el coeficiente total limpio U_c

$$\frac{1}{U_c} = \frac{d_o}{d_i * h_i} + \frac{d_o * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 * k} + \frac{1}{h_o}$$

Donde,

h_o : Coeficiente de convección exterior en $W/m^2.K$

h_i : Coeficiente de convección interno en $W/m^2.K$

k : Coeficiente de conductividad térmica en $W/m.K$

d_o : Diámetro externo del tubo interno en m

d_i : Diámetro interno del tubo en m

n. Para el factor de limpieza:

$$CF = \frac{U_f}{U_c}$$

Donde,

U_f : Coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2.K$

U_c : Coeficiente global de transferencia de calor limpio en $W/m^2.K$

En porcentaje,

$$OS = 100 * U_c * R_{ft}$$

Donde,

$$R_{ft} = \frac{1 - CF}{U_c * CF}$$

U_c : Coeficiente global de transferencia de calor limpio en $W/m^2.K$

ñ. La caída de presión en el tubo es:

$$\Delta p_t = \frac{4 * f * 2 * L * N_{hp} * \rho_h * u_{mh}^2}{2 * d_i}$$

f : Factor de fricción de Fanning

L : Longitud de la tubería en m

d_i : Diámetro interno del tubo en m

N_{hp} : Número de horquillas

ρ_h : Densidad del fluido caliente en kg/m^3

u_{mh} : Velocidad del fluido caliente en m/s

Δp_t : Caída de presión en el tubo en Pa

o. La potencia de bombeo será:

$$P_t = \frac{\Delta p_t * \dot{m}_h}{\eta_p * \rho_h}$$

Donde,

Δp_t : Caída de presión en el tubo en Pa

ρ_h : Densidad del fluido caliente en kg/m^3

η_p : Eficiencia de la bomba, considerada en 0,8

\dot{m}_h : masa del fluido caliente en kg/s

p. La caída de presión en el ánulo es:

$$\Delta p_a = \frac{4 * f * 2 * L * N_{hp} * \rho_c * u_{mc}^2}{2 * D_h}$$

f : Factor de fricción de Fanning

L : Longitud de la tubería en m

D_h : Diámetro hidráulico en m

N_{hp} : Número de horquillas

ρ_c : Densidad del fluido frío en kg/m^3

u_{mc} : Velocidad del fluido frío en m/s

Δp_a : Caída de presión en el ánulo en Pa

q. La potencia de bombeo será:

$$P_a = \frac{\Delta p_a * \dot{m}_c}{\eta_p * \rho_c}$$

Donde,

Δp_a : Caída de presión en el ánulo en Pa

ρ_c : Densidad del fluido frío en kg/m³

η_p : Eficiencia de la bomba, considerada en 0,8

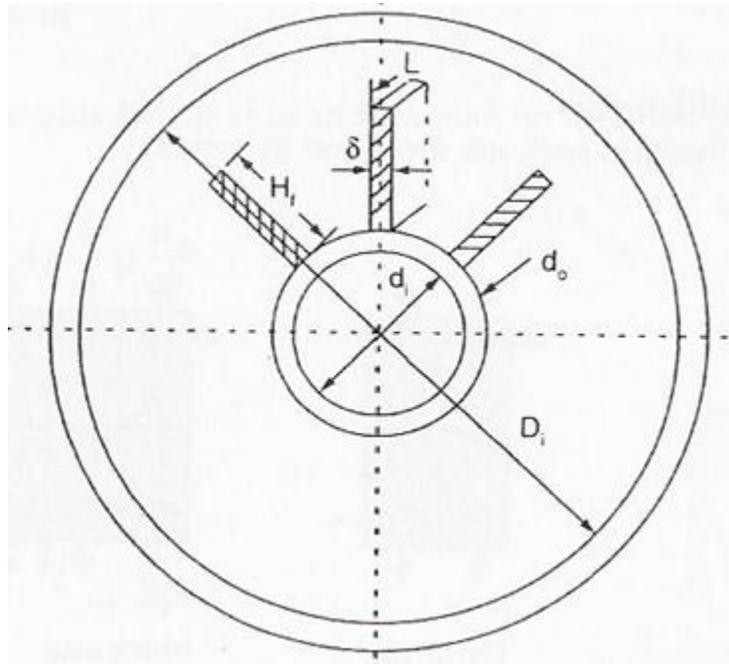
\dot{m}_c : masa del fluido frío en kg/s

Nota: En la práctica se debe adicionar pérdidas de fricción en las salidas, entradas y vueltas en U.

Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente con aletas

Las aletas son colocadas entre el diámetro exterior del tubo interno y el diámetro interior del tubo externo.

Figura 20. Dimensiones de la aletas



Fuente: Kakaç, Sadık et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Para comprender este tipo de diseños, se hará a través de un ejemplo en el cual aceite de motor se mueve a razón de 3 kg/s y debe ser enfriado de 65°C a 55°C por agua de mar a 20 °C. La temperatura de salida del agua de mar es 30 °C y fluye a través del tubo interior. Las propiedades dadas son:

Tabla 4. Propiedades de los fluidos

Fluido	Ánulo (aceite)	Tubo (agua de mar)
Densidad en kg/m ³	885,27	1013,4
Calor específico a presión constante en kJ/kg.K	1,902	4,004
Viscosidad dinámica en kg/m.s	0,075	9,64 x 10 ⁻⁴
Conductividad térmica en W/m.K	0,1442	0,639
Número de Prandtl, Pr	1050	6,29

Fuente: Propia

Algunos datos adicionales son:

Longitud de la horquilla (hairpin) = 4,5m

Diámetro nominal del ánulo = 2"

Diámetro nominal del tubo interno = $\frac{3}{4}$ "

Altura de la aleta = $H_f = 0,0127$ m

Espesor de la aleta = $\delta = 0,9$ mm

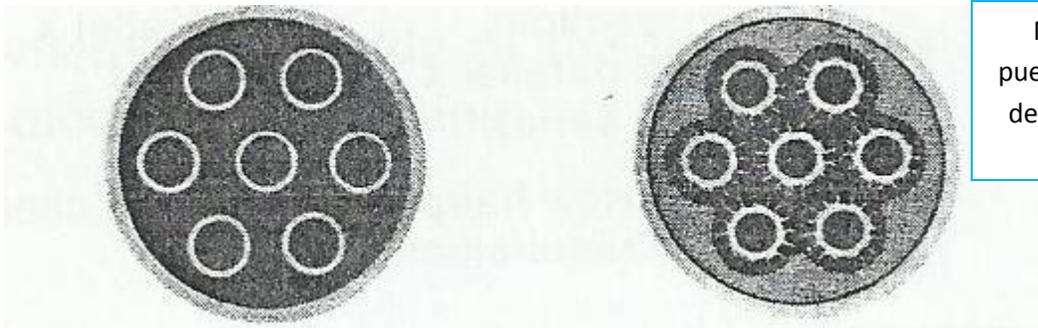
Número de aletas por tubo = 30

Material de tubos: Acero al carbono ($k = 52$ W/m.K)

Número de tubos dentro del ánulo = $N_t = 1$

Éste último punto se ve reflejado en que puede haber más de un tubo interno dentro del tubo externo como muestra la figura.

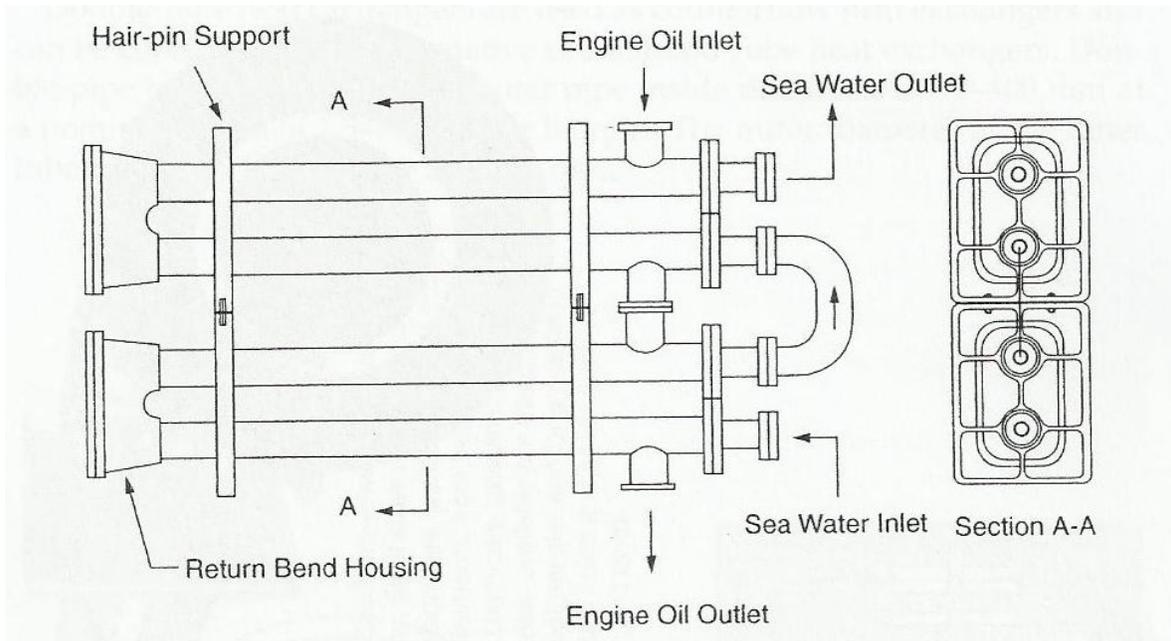
Figura 21. Múltiples tubos internos



Nótese que pueden ser tubos desnudos o con aletas

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Figura 22. Problema descrito



Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

De la siguiente figura, se puede obtener los datos de la tubería.

Figura 23. Datos de tubería

Heat Exchanger and Condenser Tube Data

Nominal Pipe Size (in.)	Outside Diameter (in.)	Schedule Number or Weight	Wall Thickness (in.)	Inside Diameter (in.)	Surface Area		Cross-Sectional Area	
					Outside (ft. ² /ft.)	Inside (ft. ² /ft.)	Metal Area (in. ²)	Flow Area (in. ²)
3/4	1.05	40	0.113	0.824	0.275	0.216	0.333	0.533
		80	0.154	0.742	0.275	0.194	0.434	0.432
1	1.315	40	0.133	1.049	0.344	0.275	0.494	0.864
		80	0.179	0.957	0.344	0.250	0.639	0.719
1-1/4	1.660	40	0.140	1.38	0.434	0.361	0.668	1.496
		80	0.191	1.278	0.434	0.334	0.881	1.283
1-1/2	1.900	40	0.145	1.61	0.497	0.421	0.799	2.036
		80	0.200	1.50	0.497	0.393	1.068	1.767
2	2.375	40	0.154	2.067	0.622	0.541	1.074	3.356
		80	0.218	1.939	0.622	0.508	1.477	2.953
2-1/2	2.875	40	0.203	2.469	0.753	0.646	1.704	4.79
		80	0.276	2.323	0.753	0.608	2.254	4.24
3	3.5	40	0.216	3.068	0.916	0.803	2.228	7.30
		80	0.300	2.900	0.916	0.759	3.106	6.60
3-1/2	4.0	40	0.226	3.548	1.047	0.929	2.680	9.89
		80	0.318	3.364	1.047	0.881	3.678	8.89
4	4.5	40	0.237	4.026	1.178	1.054	3.17	12.73
		80	0.337	3.826	1.178	1.002	4.41	11.50
5	5.563	10 S	0.134	5.295	1.456	1.386	2.29	22.02
		40	0.258	5.047	1.456	1.321	4.30	20.01
6	6.625	80	0.375	4.813	1.456	1.260	6.11	18.19
		10 S	0.134	6.357	1.734	1.664	2.73	31.7
8	8.625	40	0.280	6.065	1.734	1.588	5.58	28.9
		80	0.432	5.761	1.734	1.508	8.40	26.1
10	10.75	10 S	0.148	8.329	2.258	2.180	3.94	54.5
		30	0.277	8.071	2.258	2.113	7.26	51.2
14	14.0	80	0.500	7.625	2.258	1.996	12.76	45.7
		10 S	0.165	10.420	2.81	2.73	5.49	85.3
16	16.0	30	0.279	10.192	2.81	2.67	9.18	81.6
		Extra heavy	0.500	9.750	2.81	2.55	16.10	74.7
18	18.0	10 S	0.180	12.390	3.34	3.24	7.11	120.6
		30	0.330	12.09	3.34	3.17	12.88	114.8
20	20.0	Extra heavy	0.500	11.75	3.34	3.08	19.24	108.4
		10	0.250	13.5	3.67	3.53	10.80	143.1
24	24.0	Standard	0.375	13.25	3.67	3.47	16.05	137.9
		Extra heavy	0.500	13.00	3.67	3.40	21.21	132.7
28	28.0	10	0.250	15.50	4.19	4.06	12.37	188.7
		Standard	0.375	15.25	4.19	3.99	18.41	182.7
32	32.0	Extra heavy	0.500	15.00	4.19	3.93	24.35	176.7
		10 S	0.188	17.624	4.71	4.61	10.52	243.9
36	36.0	Standard	0.375	17.25	4.71	4.52	20.76	233.7
		Extra heavy	0.500	17.00	4.71	4.45	27.49	227.0

Fuente: Kakaç, Sadık et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Para este caso:

Tubería de 3/4", cédula 40, $d_o = 0,02666$ m y $d_i = 0,02093$ m.

El diámetro nominal del ánulo es 2" y $D_i = 0,0525$ m.

El flujo másico de agua de mar puede ser calculada a partir del balance de calor:

$$\dot{m}_c = \frac{(C_p * \dot{m})_h * \Delta T_h}{C_{pc} * \Delta T_c} = \frac{3 * 1,902 * (65 - 55)}{4,004 * (30 - 20)} = 1,425 \text{ kg/s}$$

La sección transversal en el ánulo con aletas es:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2 * N_t) - (\delta * H_f * N_f * N_t)$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} ((0,0525)^2 - (0,02666)^2) - ((0,9 \times 10^{-3}) * (0,0127) * 30 * 1) = 1,263 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

El diámetro hidráulico es:

$$D_h = \frac{4 * A_c}{P_w}$$

Donde,

$$P_w = \pi(D_i + d_o * N_t) + 2 * H_f * N_f * N_t$$

$$P_w = \pi(0,0525 + 0,0266) + 2 * 0,0127 * 30 = 1,011 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{4 * (1,263 \times 10^{-3})}{1,011 \text{ m}} = 5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El perímetro mojado para la transferencia de calor puede ser calculado como:

$$P_h = \pi(d_o * N_t) + 2 * H_f * N_f * N_t$$

$$P_h = \pi(0,0266) + 2 * 0,0127 * 30 * 1 = 0,845 \text{ m}$$

Y el diámetro equivalente para la transferencia de calor se determina:

$$D_e = \frac{4 * A_c}{P_h}$$

$$D_e = \frac{4 * (1,263 \times 10^{-3})}{0,845} = 5,98 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Para el tubo interno donde va el agua de mar, la velocidad será:

$$u_m = \frac{\dot{m}_c}{\rho * \pi \frac{d_i^2}{4}}$$

$$u_m = \frac{4 * 1,425 \times 10^{-3}}{1013,4 * \pi (0,0209^2)} = 4,1 \text{ m/s}$$

Esta velocidad es alta en aplicaciones prácticas.

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho * u_m * d_i}{\mu} = \frac{1013,4 * 4,1 * 0,02093}{9,64 \times 10^{-4}} = 90082$$

Aquí se observa que el flujo es turbulento. Se hace uso de la correlación de Petukhov-Kirillov:

$$f = (1,58 * \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 * \ln 90082 - 3,28)^{-2} = 0,0046$$

$$Nu_b = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) * Re_b * Pr_b}{1,07 + 12,7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr_b^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_b = \frac{\left(0,0046/2\right) * 90082 * 6,29}{1,07 + 12,7 * \left(0,0046/2\right)^{1/2} * (6,29^{2/3} - 1)} = 513,8$$

Figura 24. Correlaciones para convección forzada turbulenta a través de tuberías circulares con propiedades constantes

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations
1	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1 + 8.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1)}$	Based on three-layer turbulent boundary layer model, $Pr > 0.5$
2	$Nu_b = 0.021 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4}$	Based on data for common gases; recommended for Prandtl numbers ≈ 0.7
3	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$	Based on three-layer model with constants adjusted to match experimental data $0.5 < Pr_b < 2000$, $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$
4	$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 9 (f/2)^{1/2} (Pr_b - 1) Pr_b^{-1/4}}$	Theoretically based; Webb found case 3 better at high Pr and this one the same at other Pr
5	$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n$ $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_b)$ $n = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b)$ $Nu_b = 5 + 0.012 Re_b^{0.87} (Pr_b + 0.29)$	Based on numerical results obtained for $0.1 < Pr_b < 10^4$, $10^4 < Re_b < 10^6$
6	$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$ $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$ $Nu_b = 0.0214 (Re_b^{0.8} - 100) Pr_b^{0.4}$ $Nu_b = 0.012 (Re_b^{0.87} - 280) Pr_b^{0.4}$	Modification of case 3 to fit experimental data at low Re ($2300 < Re_b < 10^4$) Valid for $2300 < Re_b < 5 \times 10^6$ and $0.5 < Pr_b < 2000$ Simplified correlation for $0.5 < Pr < 1.5$; agrees with case 4 within -6% and $+4\%$ Simplified correlation for $1.5 < Pr < 500$; agrees with case 4 within -10% and $+0\%$ for $3 \times 10^3 < Re_b < 10^6$
7	$Nu_b = 0.022 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.5}$	Modified Dittus-Boelter correlation for gases ($Pr \approx 0.5 - 1.0$); agrees with case 6 within 0 to 4% for $Re_b \geq 5000$

^a Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

Figura 25. Factor de fricción de Fanning isotérmico para flujo turbulento en tuberías circulares lisas

Turbulent Flow Isothermal Fanning Friction Factor Correlations for Smooth Circular Ducts

Number	Correlation ^a	Remarks and Limitations	Ref. ^b
1	$f = \tau_w / 1/2 \rho u_m^2 = 0.0791 Re^{-1/4}$	This approximate explicit equation agrees with case 3 within $\pm 2.5\%$, $4 \times 10^3 < Re < 10^5$	Blasius
2	$f = 0.00140 + 0.125 Re^{-0.32}$	This correlation agrees with case 3 within -0.5% and $+3\%$, $4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$	Drew, Koo, and McAdams
3	$1/\sqrt{f} = 1.737 \ln(Re\sqrt{f}) - 0.4$ or $1/\sqrt{f} = 4 \log(Re\sqrt{f}) - 0.4$ approximated as $f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2}$ $f = 0.046 Re^{-0.25}$	von Kármán's theoretical equation with the constants adjusted to best fit Nikuradse's experimental data, also referred to as the Prandtl correlation, should be valid for very high values of Re . $4 \times 10^3 < Re < 3 \times 10^6$ This approximate explicit equation agrees with the preceding within -0.4 and $+2.2\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^6$	von Kármán and Nikuradse
4	$f = 1/(1.58 \ln Re - 3.28)^2$	Agrees with case 3 within $\pm 0.5\%$ for $3 \times 10^4 < Re < 10^7$ and within $\pm 1.8\%$ at $Re = 10^4$. $10^4 < Re < 5 \times 10^5$	Flonenko
5	$1/f = \left(1.7372 \ln \frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right)^2$	An explicit form of case 3; agrees with it within $\pm 0.1\%$, $10^4 < Re < 2.5 \times 10^8$	Techo, Tickner, and James

^a Cited in References 17, 23, 24, 26.

^b Properties are evaluated at bulk temperatures.

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

$$h_i = \frac{Nu * k}{d_i} = \frac{513,8 * 0,639}{0,02093} = 15685,9 W/m^2.K$$

Para el ánulo donde se encuentra el aceite, la velocidad es:

$$u_m = \frac{\dot{m}_h}{\rho * A_c} = \frac{3}{885,27 * 1,263 \times 10^{-3}} = 2,68 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho * u_m * D_h}{\mu} = \frac{885,27 * 2,68 * 5 \times 10^{-3}}{0,075} = 158,17$$

En este caso el flujo es laminar.

La correlación de Sieder-Tate podría ser utilizada, pero debe corroborarse:

$$Nu_b = 1,86 \left(Re_b * Pr_b * \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$Re_b * Pr_b * \frac{D_h}{L} = 158,17 * 1050 * \frac{5 \times 10^{-3}}{4,5} = 184,5$$

$$T_w \approx \frac{1}{2} \left(\frac{65 + 55}{2} + \frac{20 + 30}{2} \right) = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con T_w , entonces $\mu_w = 0,197 \text{ Pa}\cdot\text{s}$

$$\left(Re_b * Pr_b * \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} = (184,5)^{1/3} * \left(\frac{0,075}{0,197} \right)^{0,14} = 4,97 > 2$$

Por tanto se puede utilizar la correlación Sieder-Tate:

$$Nu_b = 1,86 (184,5)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{0,075}{0,197} \right)^{0,14} = 9,25$$

$$h_o = \frac{Nu * k}{D_e} = \frac{9,25 * 0,1442}{5,98 \times 10^{-3}} = 223,05 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

El área aleteada:

$$A_f = 2 * N_t * N_f * L * (2 * H_f + \delta) = 2 * 1 * 30 * 4,5 * (2 * 0,0127 + 0,9 \times 10^{-3}) = 7,101 \text{ m}^2$$

El área no aleteada o desnuda:

$$A_u = 2 * N_t * (\pi * d_o * L - N_f * L * \delta) = 2 * 1 * [(\pi * 0,0266 * 4,5) - (30 * 4,5 * 0,9 \times 10^{-3})] = 0,509 \text{ m}^2$$

El área total de la horquilla es:

$$A_t = A_u + A_f = 7,101 + 0,509 = 7,61 \text{ m}^2$$

La eficiencia de la aleta es:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m * H_f)}{m * H_f}$$

Donde,

$$m = \sqrt{\frac{2 * h_o}{\delta * k_f}} = \sqrt{\frac{2 * 223,05}{0,9 \times 10^{-3} * 52}} = 97,63$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(97,63 * 0,0127)}{97,63 * 0,0127} = 0,682$$

La eficiencia global de la superficie:

$$\eta_o = \left[1 - (1 - \eta_f) * \frac{A_f}{A_t} \right] = \left[1 - (1 - 0,682) * \frac{7,101}{7,61} \right] = 0,703$$

El coeficiente global de transferencia de calor considerando las incrustaciones (fouled):

$$U_{of} = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} * \frac{1}{h_i} + \frac{A_t}{A_i} * R_{fi} + A_t * R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o * h_o}}$$

$$U_{of} = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} * \frac{1}{h_i} + \frac{A_t}{A_i} * R_{fi} + \frac{A_t * \ln(d_o/d_i)}{2 * \pi * k * 2 * L} + \frac{R_{fo}}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o * h_o}}$$

$$A_i = 2\pi * L * d_i = 2\pi * 0,02093 * 4,5 = 0,592 \text{ m}$$

Para las incrustaciones se utiliza las siguientes tablas:

Figura 26. Factor de incrustaciones para fluidos industriales

TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids

Industrial Fluids	R_f ($m^2 \cdot K/W$)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO ₂ vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881
<i>Liquids</i>	
Molten heat transfer salts	0.000088
Refrigerant liquids	0.000176
Hydraulic fluid	0.000176
Industrial organic heat transfer media	0.000352
Ammonia liquid	0.000176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.000528
Calcium chloride solutions	0.000528
Sodium chloride solutions	0.000528
CO ₂ liquid	0.000176
Chlorine liquid	0.000352
Methanol solutions	0.000352
Ethanol solutions	0.000352
Ethylene glycol solutions	0.000352

Heat Exchanger Association (1988). ©1988

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R _f (m ² · K/W) 115 to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
	Seawater	0.000088	0.000088	0.000176
Brackish water	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Fuente: Kakaç, Sadik et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.

$$R_{fo} = 0,176 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \frac{K}{W} \text{ (aceite)}$$

$$R_{fi} = 0,088 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \frac{K}{W} \text{ (agua de mar)}$$

Así que,

$$U_{of} = \left[\frac{7,61}{0,592} * \frac{1}{15685,9} + \frac{7,61}{0,592} * (0,88 \times 10^{-3}) + \frac{7,61 * \ln(0,0266/0,0209)}{2 * \pi * 52 * 2 * 4,5} + \frac{0,176 \times 10^{-3}}{0,703} + \frac{1}{0,703 * 223,05} \right]^{-1}$$

$$U_{of} = 108,6 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

Bajo condiciones limpias:

$$U_{oc} = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} * \frac{1}{h_i} + \frac{A_t * \ln(d_o/d_i)}{2 * \pi * k * 2 * L} + \frac{1}{\eta_o * h_o}}$$

$$U_{oc} = \left[\frac{7,61}{0,592} * \frac{1}{15685,9} + \frac{7,61 * \ln(0,0266/0,0209)}{2 * \pi * 52 * 2 * 4,5} + \frac{1}{0,703 * 223,05} \right]^{-1} = 127,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El coeficiente total limpio CF :

$$CF = \frac{U_{of}}{U_{oc}} = \frac{108,6}{127,6} = 0,85$$

El área total de transferencia de calor es:

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{U_o * \Delta T_m}$$

$$\dot{Q} = (C_p * \dot{m})_h (T_{h1} - T_{h2}) = 3 * 1,902 * 10^3 * (65 - 55) = 57060 \text{ W}$$

$$\Delta T_m = \Delta T_1 = \Delta T_2 = 65 - 30 = 55 - 20 = 35 \text{ °C}$$

Sin incrustaciones:

$$A_{oc} = \frac{\dot{Q}}{U_{oc} * \Delta T_m} = \frac{57060}{127,6 * 35} = 12,78 \text{ m}^2$$

Con incrustaciones:

$$A_{of} = \frac{\dot{Q}}{U_{of} * \Delta T_m} = \frac{57060}{108,6 * 35} = 15,01 \text{ m}^2$$

La sección de transferencia de calor de las horquillas:

$$A_{hp} = A_t = 7,61 \text{ m}^2$$

El número de horquillas puede ser determinado como:

$$N_{hp} = \frac{A_{of}}{A_{hp}} = \frac{15,01}{7,61} = 1,97$$

Por lo que se pueden escoger dos horquillas.

La caída de presión para el tubo interior se calcula:

$$\Delta p_t = \frac{4 * f * 2 * L * N_{hp} * \rho * u_m^2}{2 * d_i}$$

$$\Delta p_t = \frac{4 * 0,0046 * 2 * 4,5 * 2 * 1013,4 * 4,1^2 * 2}{2 * 0,0209} = 135 \text{ kPa}$$

La potencia de bombeo es:

$$P_t = \frac{\Delta p_t * \dot{m}}{\eta_p * \rho_t} = \frac{135 \times 10^3 * 1,425}{0,8 * 1013,4} = 237,3 \text{ W}$$

La caída de presión en el ánulo es:

$$f_{cp} = \frac{16}{Re} = \frac{16}{158,17} = 0,1011$$

$$f = f_{cp} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0,5} = 0,1011 \left(\frac{0,075}{0,197} \right)^{-0,5} = 0,164$$

$$\Delta p_a = \frac{4 * f * 2 * L * N_{hp} * \rho * u_m^2}{2 * D_h}$$

$$\Delta p_a = \frac{4 * 0,164 * 2 * 4,5 * 3 * 885,27 * 2,68^2 * 2}{2 * 5 \times 10^{-3}} = 11,26 \text{ MPa}$$

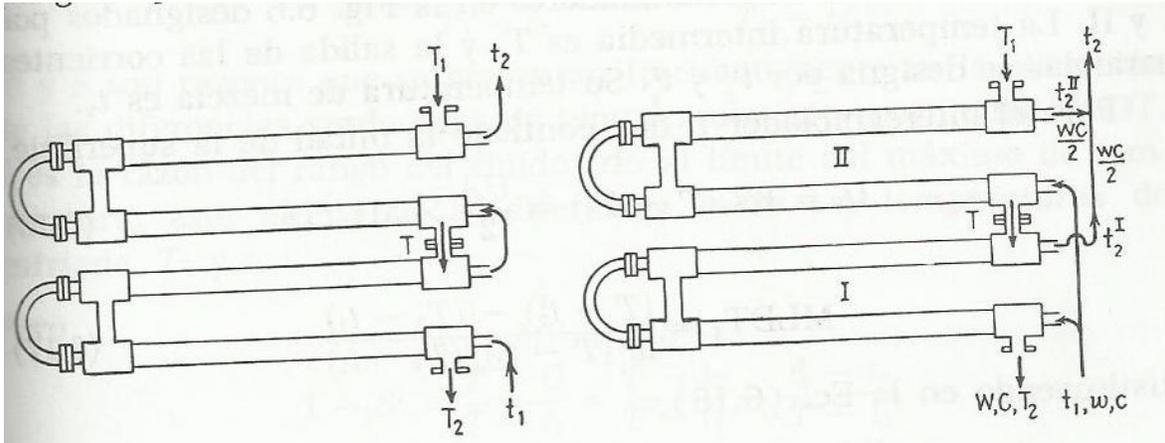
La potencia de bombeo del ánulo será:

$$P_a = \frac{\Delta p_a * \dot{m}_a}{\eta_p * \rho_a} = \frac{11,26 \times 10^6 * 3}{0,80 * 885,27} = 47,7 \text{ kW}$$

Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente en arreglos serie-paralelo

Un intercambiador de este tipo, divide el flujo de uno de los fluidos entre las horquillas existentes, tal y como lo muestra la siguiente figura.

Figura 27. Intercambiadores de calor serie-paralelo



Nota: El de la izquierda es totalmente serie mientras que el de la derecha es serie-paralelo

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

Para el proceso de diseño se debe considerar lo siguiente:

En el intercambiador I:

$$Q_I = WC(T - T_2) = \frac{UA}{2} * MLTD_I$$

Donde,

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

T: Temperatura intermedia en °F

T₂: Temperatura de salida del fluido caliente en °F

U: Coeficiente total de transferencia de calor en BTU/h.°F.pie²

A: Superficie de transferencia de calor en pie²

$$MLTD_I = \frac{(T - t_2^I) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T - t_2^I) - (T_2 - t_1)]}$$

Donde,

T: Temperatura intermedia en °F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

t_2^I : Temperatura de salida del fluido frío en °F del primero de los intercambiadores

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

Si,

$$R^I = \frac{(T - T_2)}{(t_2^I - t_1)} = \frac{wc}{2WC}$$

Donde,

T: Temperatura intermedia en °F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

t_2^I : Temperatura de salida del fluido frío en °F del primero de los intercambiadores

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

c: Calor específico del fluido frío en las derivaciones en BTU/lb.°F

R^I : Temperatura del primer intercambiador adimensional

En el intercambiador II:

$$Q_{II} = WC(T_1 - T) = \frac{UA}{2} * MLTD_{II}$$

Donde,

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

T: Temperatura intermedia en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

U: Coeficiente total de transferencia de calor en BTU/h.°F.pie²

A: Superficie de transferencia de calor en pie²

$$MLTD_{II} = \frac{(T_1 - t_2^{II}) - (T - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2^{II}) - (T - t_1)]}$$

Donde,

T: Temperatura intermedia en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_2^{II} : Temperatura de salida del fluido frío en °F del segundo de los intercambiadores

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

Si,

$$R^{II} = \frac{(T_1 - T)}{(t_2^{II} - t_1)} = \frac{wc}{2WC}$$

Donde,

T: Temperatura intermedia en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_2^{II} : Temperatura de salida del fluido frío en °F del segundo de los intercambiadores

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

c: Calor específico del fluido frío en las derivaciones en BTU/lb.°F

R^{II} : Temperatura del segundo intercambiador adimensional

Ya que c y C se suponen constantes,

$$R^I = R^{II} = R' = \frac{wC}{2WC}$$

Donde,

R' : Temperatura adimensional

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

c: Calor específico del fluido frío en las derivaciones en BTU/lb.°F

$$R' = \frac{(T_1 - T_2)}{n(t_2 - t_1)}$$

Donde,

n: Número de corrientes paralelas

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

Sea,

$$S^I = \frac{(t_2^I - t_1)}{(T - t_1)}$$

y,

$$M^I = \frac{(T - T_2)}{(T - t_1)}$$

Entonces,

$$M^I = R^I S^I$$

Donde,

M^I : Temperatura adimensional del primer intercambiador

S^I : Temperatura adimensional del primer intercambiador

T: Temperatura intermedia en °F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2^I : Temperatura de salida del fluido frío en °F del primero de los intercambiadores

Así que:

$$S^I = S^{II}$$

y,

$$M^I = M^{II}$$

Por lo que,

$$T = t_1 \pm \sqrt{(T_1 - t_1)(T_2 - t_1)}$$

Donde,

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

Para el arreglo completo serie paralelo:

$$Q = WC(T_1 - T_2) = UA * \Delta t$$

Donde,

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

A: Superficie de transferencia de calor en pie²

$$\Delta t = \gamma(T_1 - t_1)$$

Donde,

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

γ : Constante adimensional

$$\gamma = \frac{WC(T_1 - T_2)}{UA(T_1 - t_1)}$$

Donde,

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

A: Superficie de transferencia de calor en pie²

U: Coeficiente total de transferencia de calor en BTU/h.°F.pie²

T₂: Temperatura de salida del fluido caliente en °F

Debido a que,

$$M = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - t_1)}$$

y,

$$P' = \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

y,

$$\frac{UA}{WC} = \frac{M}{\gamma}$$

Donde,

T₂: Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T₁: Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t₁: Temperatura de entrada del fluido frío en °F

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

C: Calor específico del fluido caliente en las derivaciones en BTU/lb.°F

A: Superficie de transferencia de calor en pie²

U: Coeficiente total de transferencia de calor en BTU/h.°F.pie²

γ: Constante adimensional

P' : Temperatura adimensional

M: Temperatura adimensional

Para una corriente caliente en serie y n corrientes frías en paralelo:

$$\frac{1 - P'}{\gamma} = 2,3 \frac{n * R'}{R' - 1} \log \left[\left(\frac{R' - 1}{R'} \right) \left(\frac{1}{P'} \right)^{1/n} + \frac{1}{R'} \right]$$

Donde,

$$R' = \frac{T_1 - T_2}{n(t_2 - t_1)}$$

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

R' : Temperatura adimensional

γ : Constante adimensional

P' : Temperatura adimensional

n: Número de corrientes paralelas

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

Para una corriente fría en serie y n corrientes calientes en paralelo:

$$\frac{1 - P''}{\gamma} = 2,3 \frac{n}{1 - R''} \log \left[(1 - R'') \left(\frac{1}{P''} \right)^{1/n} + R'' \right]$$

Donde,

$$R'' = \frac{n(T_1 - T_2)}{t_2 - t_1}$$

y,

$$P'' = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}$$

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

R'' : Temperatura adimensional

γ : Constante adimensional

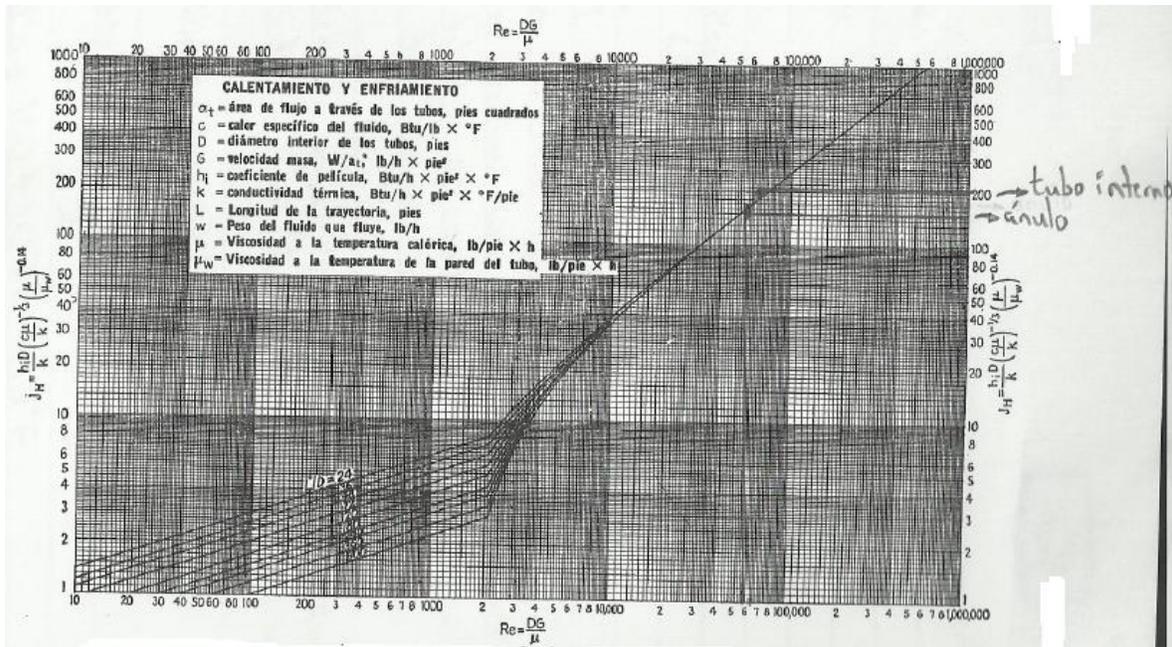
P'' : Temperatura adimensional

n : Número de corrientes paralelas

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

En algunas ocasiones se debe realizar una corrección por viscosidad. El uso de la siguiente figura para calentar o enfriar fluidos, con un valor supuesto de $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 1$, produce una desviación despreciable de las propiedades del fluido a partir del flujo isotérmico.

Figura 28. Curva de transferencia de calor lado de tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

Para fluidos no viscosos la desviación de flujo isotérmico durante el calentamiento o enfriamiento no introduce error apreciable en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Cuando la temperatura de la pared del tubo difiere apreciablemente de la temperatura calórica del fluido controlante y el fluido controlante es viscoso, el valor actual de $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ debe tomarse en cuenta.

Para incluir la corrección, se debe determinar t_w :

$$t_w = t_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

O,

$$t_w = T_c + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c)$$

Donde,

T_c : Temperatura calórica del fluido caliente en °F

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2)$$

t_c : Temperatura calórica del fluido frío en °F

$$t_c = t_2 + F_c(t_2 - t_1)$$

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

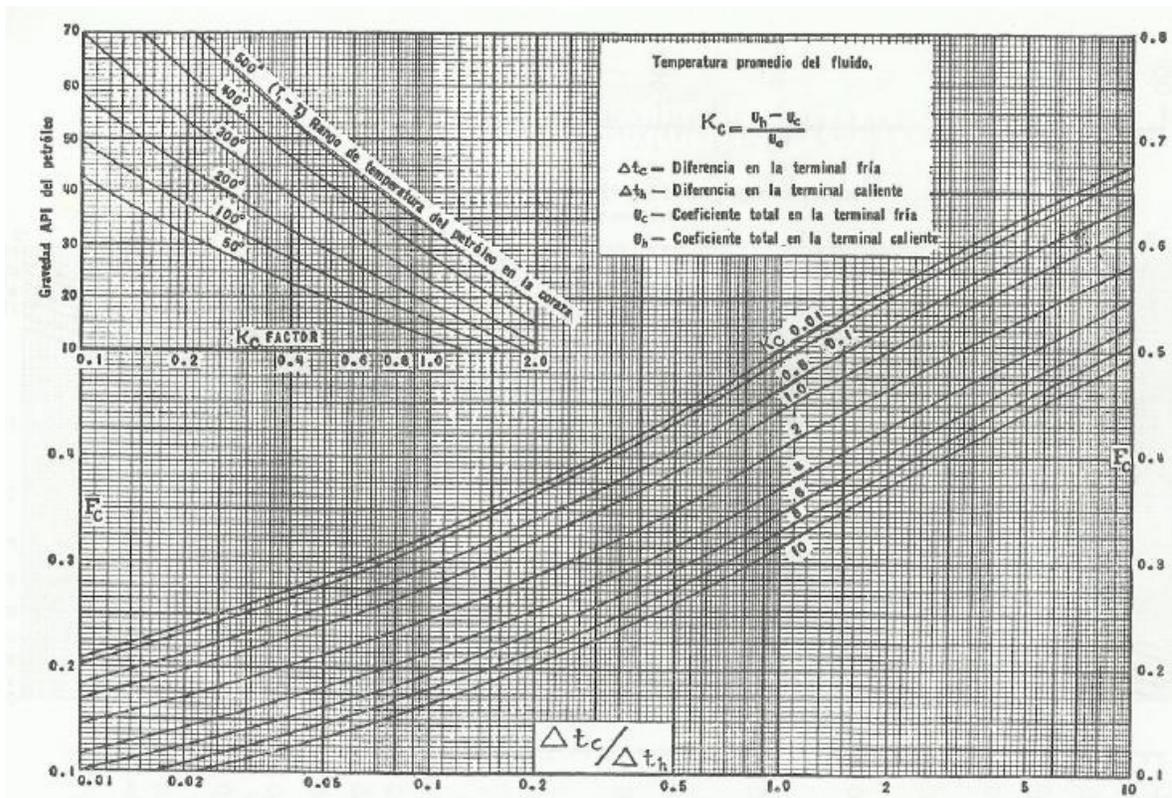
T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

F_c : Fracción calórica

Figura 29. Factor F de temperatura calórica



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}$$

Para el valor de K_c se requiere los valores de $T_1 - T_2$ y $t_2 - t_1$

h_o : Coeficiente de película exterior en BTU/h.pie².°F

h_{io} : Coeficiente de película interior referido a la superficie exterior en BTU/h.pie².°F

$$h_{io} = \frac{h_i * A_i}{A} = \frac{h_i * DI}{DE}$$

DI : Diámetro interno en pie²

DE : Diámetro externo en pie²

Los coeficientes corregidos de $\phi = 1$ son:

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\phi_a} \right) \phi_a$$

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\phi_p} \right) \phi_p$$

Donde,

$$\phi_a = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} : \text{Del ánulo}$$

$$\phi_p = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} : \text{De la tubería}$$

El coeficiente total U_c es:

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

Donde,

h_o : Coeficiente de película exterior en BTU/h.pie².°F

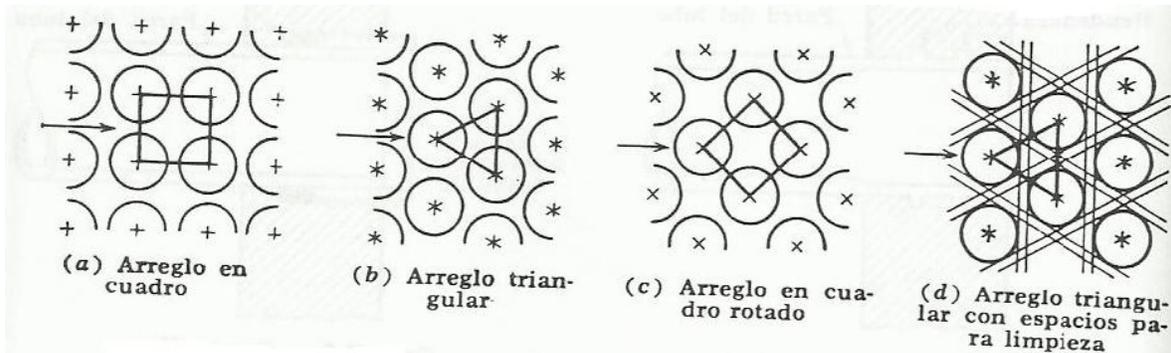
h_{io} : Coeficiente de película interior referido a la superficie exterior en BTU/h.pie².°F

Intercambiadores de calor de tubo y coraza (shell and tube)

El uso de intercambiadores de tubo y coraza se da cuando en aplicaciones industriales el número de horquillas en intercambiadores de flujo a contracorriente se vuelve inmanejable. El intercambiador de tubo y coraza permite una mayor área de transferencia de calor.

Algunos de los arreglos comunes de los tubos se muestran en la siguiente figura:

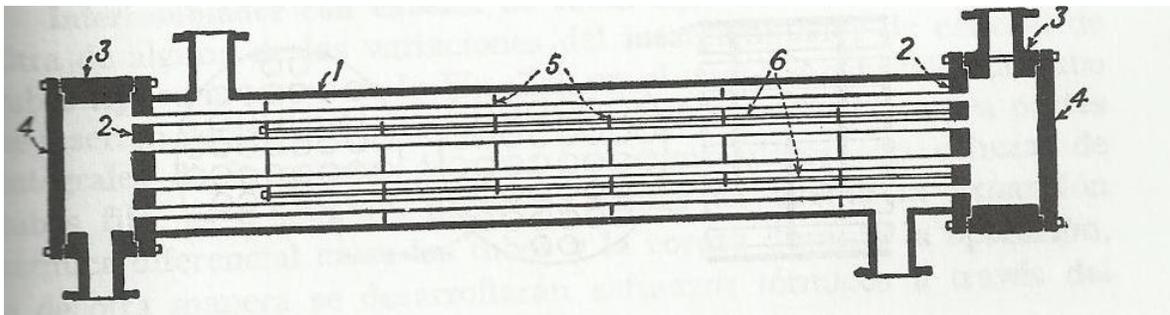
Figura 30. Arreglos comunes de tubos en intercambiador de tubo y coraza



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Las partes de un intercambiador de tubo y coraza se muestra en la siguiente figura:

Figura 31. Partes de un intercambiador de tubo y coraza



1. Coraza. 2. Tubos o espejos. 3. Carretes. 4. Tapas. 5. Deflectores transversales. 6. Espaciadores de deflectores

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Para el caso de un diseño se toma en cuenta lo siguiente:

Condiciones de proceso requeridas:

Fluido caliente $T_1, T_2, W, c, s, \mu, k, R_d, \Delta P$

Fluido frío $t_1, t_2, w, c, s, \mu, k, R_d, \Delta P$

Donde,

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

s: Gravedad específica adimensional

c: Calor específico del fluido en BTU/lb.°F

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

k: Conductividad térmica BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

R_d : Factor de obstrucción combinado en h.pie².°F/BTU

ΔP : Caída de presión en lb/pulg²

Para el intercambiador se deben conocer los siguientes datos:

Lado de la coraza:

Diámetro interno (DI)

Espaciado de los deflectores

Pasos

Lado de los tubos:

Número de tubos y longitud

Diámetro externo (DE)

BWG (Birmingham Wire Gauge): Para conocer el espesor del tubo

Arreglo (tringular, cuadrado, etc.)

Pasos

El balance de calor se define como:

$$Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

Donde,

W: Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

c: Calor específico del fluido frío en BTU/lb.°F

C: Calor específico del fluido caliente en BTU/lb.°F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

La diferencia verdadera de temperatura Δt será:

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \log \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)}$$

Donde,

Δt_2 : $T_1 - t_2$ en °F

$\Delta t_1: T_2 - t_1$ en °F

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Donde,

R: Grupo temperatura adimensional

y,

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

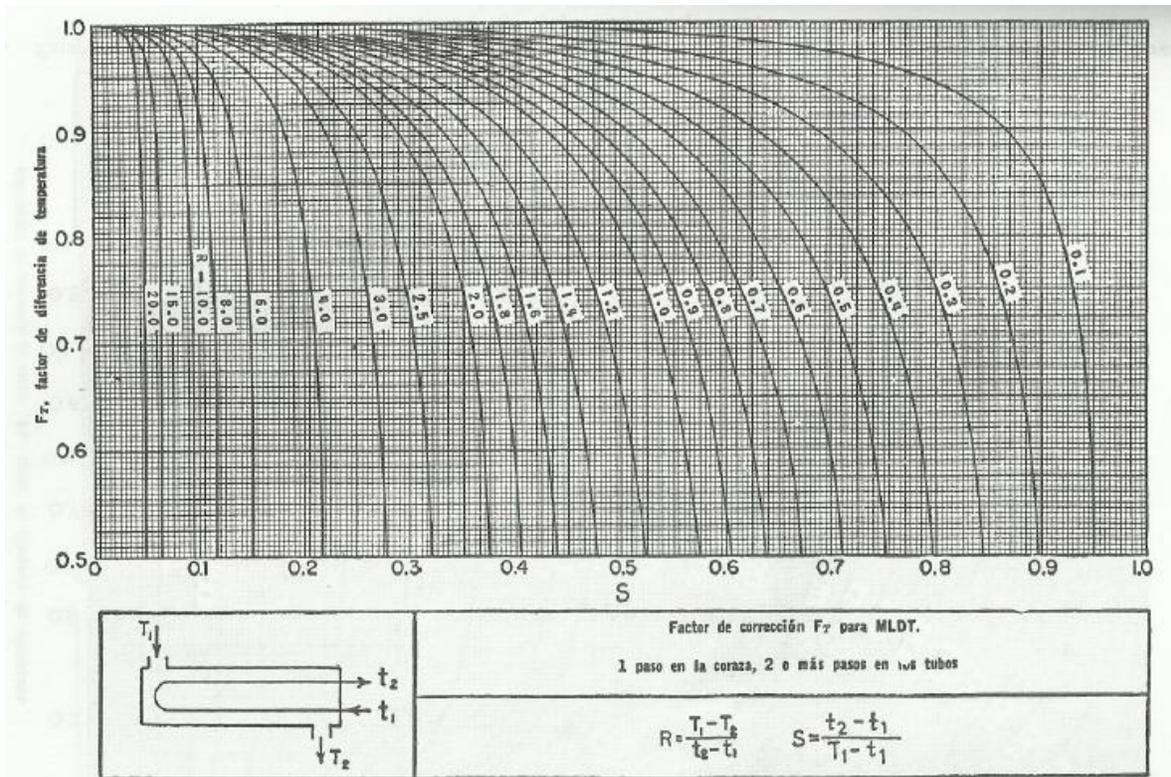
Donde,

S: Grupo temperatura adimensional

Por tanto,

$$\Delta t = MLDT \times F_T$$

Figura 32. Factores de corrección MLDT para intercambiadores de calor 1-2



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

La temperatura calórica:

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2)$$

T_c : Temperatura calórica del fluido caliente en °F

$$t_c = t_2 + F_c(t_2 - t_1)$$

t_c : Temperatura calórica del fluido frío en °F

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente en °F

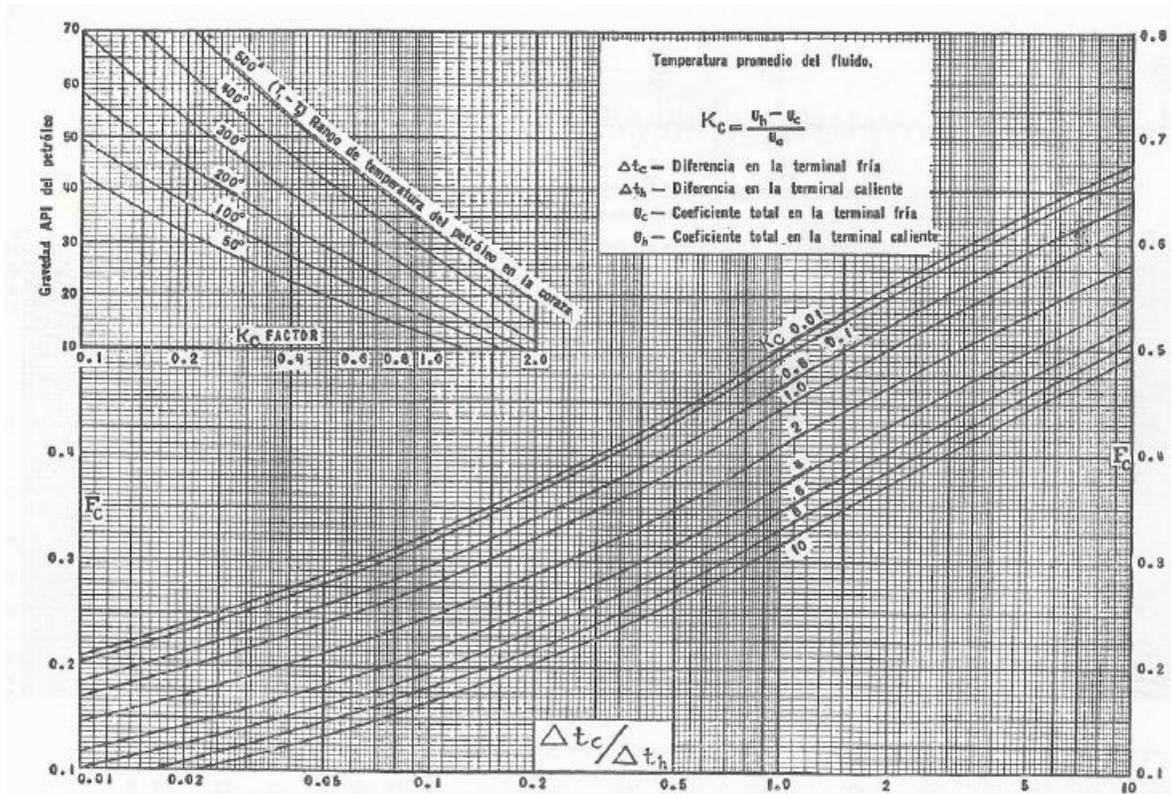
T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente en °F

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío en °F

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío en °F

F_c : Fracción calórica

Figura 33. Factor F de temperatura calórica



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}$$

Para el valor de K_c se requiere los valores de $T_1 - T_2$ y $t_2 - t_1$

A) Para el fluido caliente, en el lado de la coraza:

$$\text{Área de flujo} = a_s = \frac{DI * C'B}{144 P_T}$$

Donde,

a_s : Área de flujo en la coraza en pie²

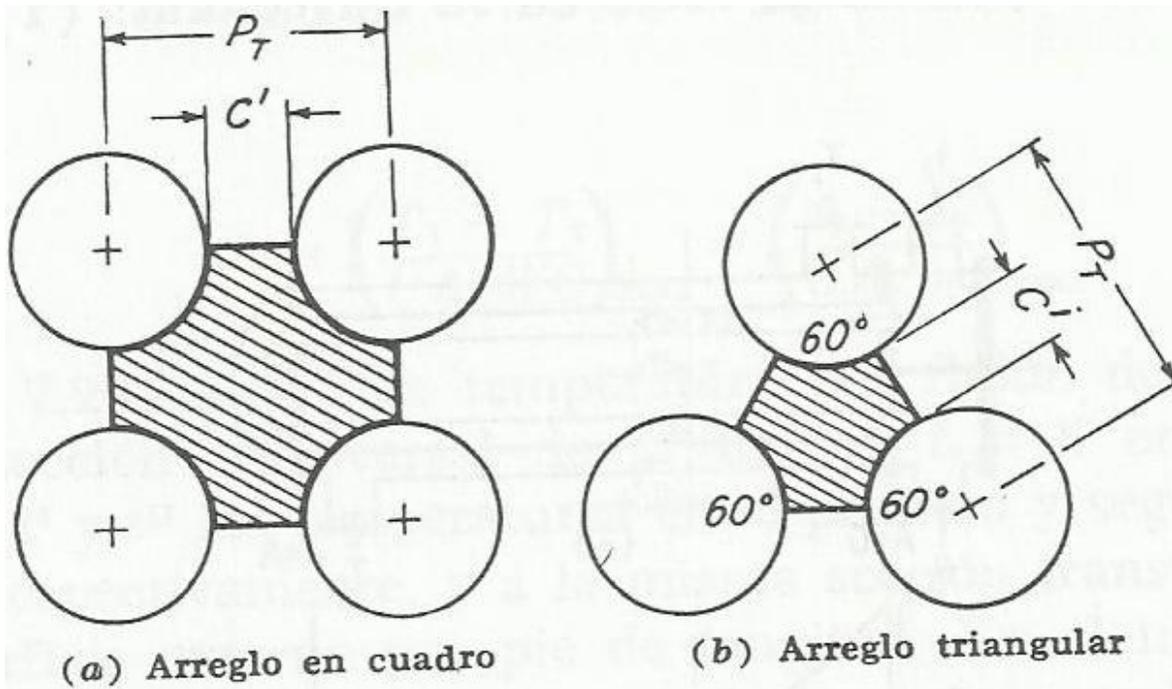
P_T : Espaciado de los tubos en pulg

DI: Diámetro interno de la coraza en pulg

C': Sección libre entre los tubos en pulg

B: Espaciado de los deflectores en pulg

Figura 34. Sección libre entre tubos y espaciado de los tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

La velocidad de la masa es:

$$G_s = \frac{W}{a_s}$$

Donde,

G_s : Velocidad de la masa en lb/h.pie²

a_s : Área de flujo en la coraza en pie²

W : Peso del flujo del fluido caliente en lb/h

Se debe encontrar el diámetro equivalente:

$$d_e = \frac{4 * (P_T - \pi * d_o / 4)}{\pi * d_o}$$

Donde,

d_e : Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión en pulg

P_T : Espaciado de los tubos en pulg

d_o : Diámetro exterior de los tubos en pulg

El valor de $\mu @ T_c$ lb/pie.h = cp x 2,42 debe obtenerse.

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{G_s * D_e}{\mu}$$

Donde,

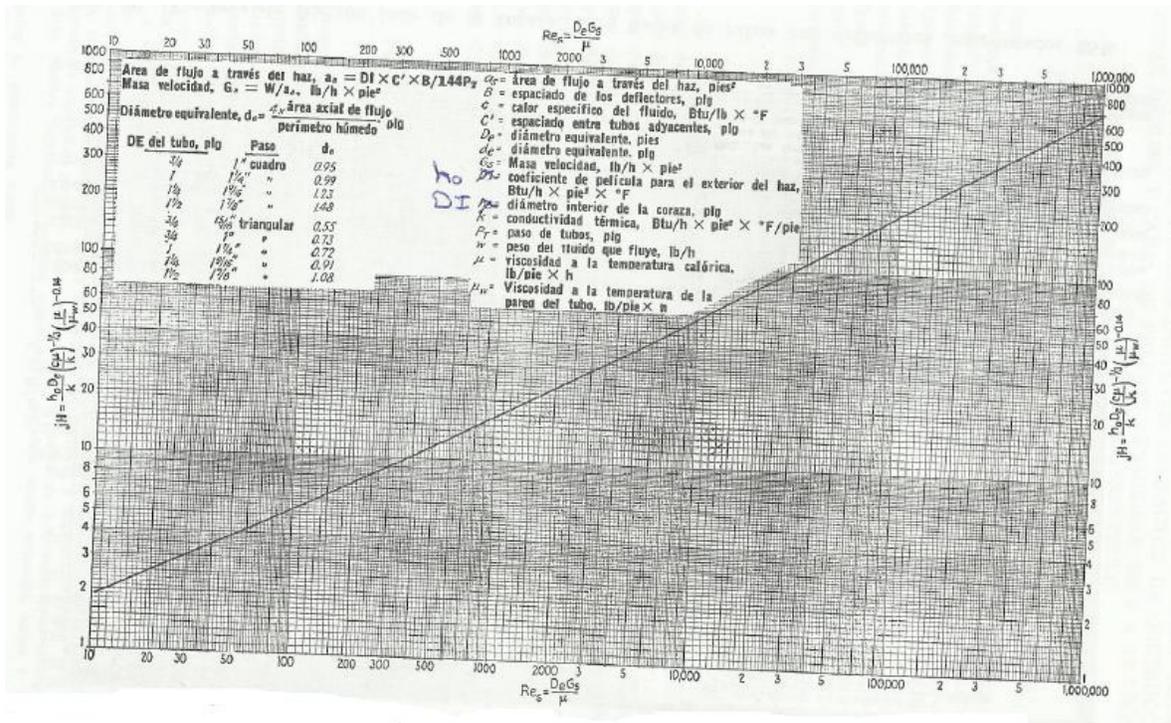
Re : Número de Reynolds adimensional

D_e : Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión en pie

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

Ahora se busca el valor de j_H de la siguiente figura:

Figura 35. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza haz de tubos con deflectores segmentados 25%



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Obtener $c @ T_c$ en BTU/lb.°F y k en BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

Computar

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$$

Donde,

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

c : Calor específico del fluido en BTU/lb.°F

k : Conductividad térmica BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

Calcular

$$h_o = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$$

j_H : Factor para transferencia de calor adimensional

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

c: Calor específico del fluido en BTU/lb.°F

k: Conductividad térmica BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

D: Diámetro interior de los tubos en pie

ϕ_s : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en la coraza

Debe obtenerse la temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} (T_c - t_c)$$

Donde,

t_w : Temperatura de la pared del tubo en °F

h_o : Coeficiente de fluido exterior en BTU/h.pie².°F

h_{io} : Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo en BTU/h.pie².°F

T_c : Temperatura calórica del fluido caliente en °F

t_c : Temperatura calórica del fluido frío en °F

ϕ_s : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en la coraza

ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

Se debe obtener μ_w y calcular:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Donde,

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

μ_w : Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo centipoises x 2,42 = lb/pie.h

El coeficiente corregido será:

$$h_o = \frac{h_o * \phi_s}{\phi_s}$$

Donde,

h_o : Coeficiente de fluido exterior en BTU/h.pie².°F

ϕ_s : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en la coraza

B) Para el fluido frío, en el lado de los tubos:

$$\text{Área de flujo} = a_t = \frac{\text{No. de tubos} * a'_t}{\text{No. de pasos}} = \frac{N_t * a'_t}{144n}$$

Donde,

El valor de a'_t : Área de flujo/tubo se obtiene de la siguiente figura:

Figura 36. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/2	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
3/4	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
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
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

n: Número de pasos en los tubos

La velocidad de la masa se encuentra como:

$$G_t = \frac{w}{a_t}$$

Donde,

G_t : Velocidad de la masa en lb/h.pie²

a_t : Área de flujo en los tubos en pie²

w: Peso del flujo del fluido frío en lb/h

Se debe obtener D de la figura anterior. D es el diámetro interno de los tubos en pie.

El valor de $\mu @ t_c$ lb/pie.h = cp x 2,42 debe obtenerse.

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{G_t * D}{\mu}$$

Donde,

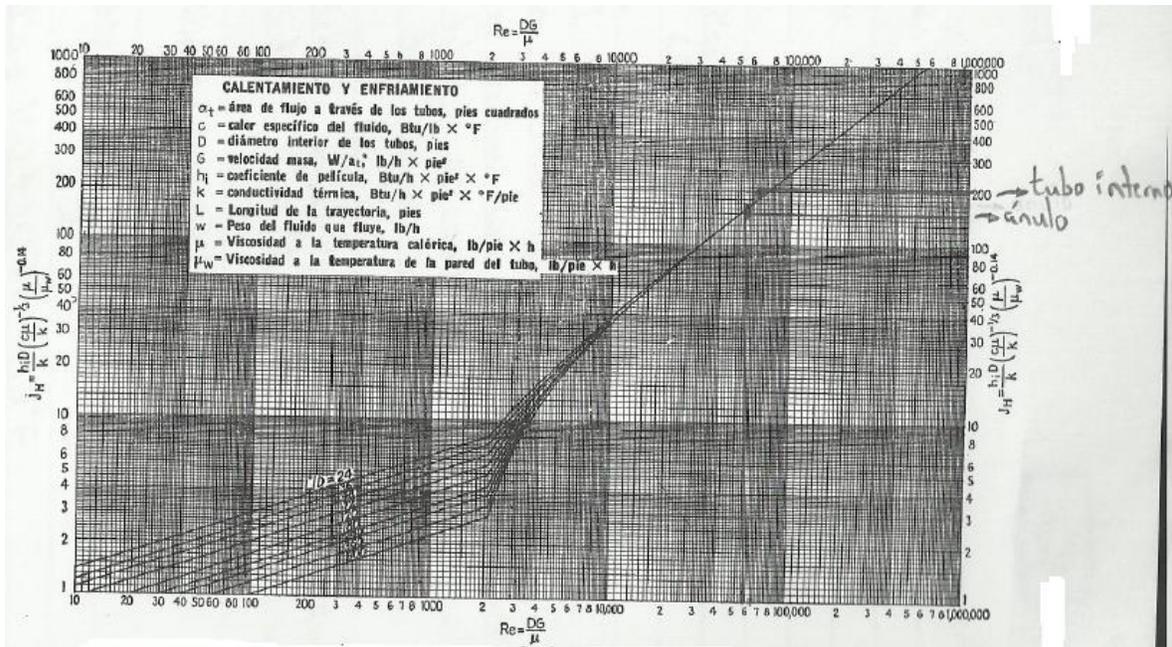
Re : Número de Reynolds adimensional

D : Diámetro interno de los tubos en pie

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

Se obtiene j_H de la siguiente figura:

Figura 37. Curva de transferencia de calor lado de tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

Obtener $c @ t_c$ en BTU/lb.°F y k en BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

Computar

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$$

Donde,

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

c : Calor específico del fluido en BTU/lb.°F

k : Conductividad térmica BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

Calcular

$$h_i = j_H \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_t$$

j_H : Factor para transferencia de calor adimensional

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

c: Calor específico del fluido en BTU/lb.°F

k: Conductividad térmica BTU/[(h.pie²)(°F.pie)]

D: Diámetro interior de los tubos en pie

ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

Ahora,

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} X \frac{DI}{DE}$$

Donde,

h_o : Coeficiente de fluido exterior en BTU/h.pie².°F

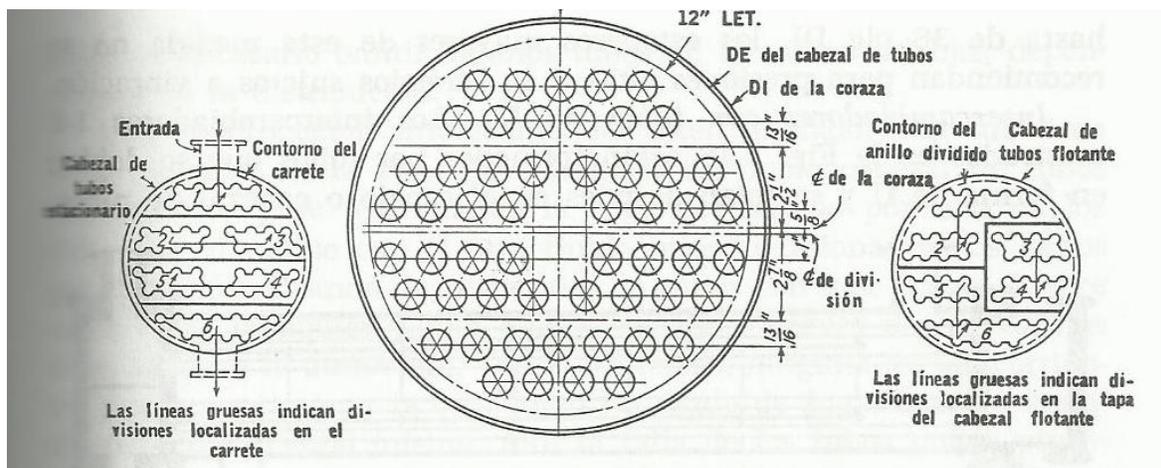
ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

h_{io} : Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo en BTU/h.pie².°F

DI: Diámetro interno en pulg

DE: Diámetro externo en pulg

Figura 38. Comprensión de DE y DI



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecs, México D.F., 1998.

Al obtener t_w :

$$t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} (T_c - t_c)$$

Donde,

t_w : Temperatura de la pared del tubo en °F

h_o : Coeficiente de fluido exterior en BTU/h.pie².°F

h_{io} : Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo en BTU/h.pie².°F

T_c : Temperatura calórica del fluido caliente en °F

t_c : Temperatura calórica del fluido frío en °F

ϕ_s : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en la coraza

ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

Se debe obtener μ_w y calcular:

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Donde,

μ : Viscosidad centipoises x 2,42 = lb/pie.h

μ_w : Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo centipoises x 2,42 = lb/pie.h

El coeficiente corregido será:

$$h_{io} = \frac{h_{io} * \phi_t}{\phi_t}$$

Donde,

h_{io} : Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo en BTU/h.pie².°F

ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

El coeficiente total limpio U_c :

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

h_{io} : Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior del tubo en BTU/h.pie².°F

h_o : Coeficiente de fluido exterior en BTU/h.pie².°F

El coeficiente total de diseño U_D :

$$U_D = \frac{Q}{A * \Delta t}$$

Donde,

$$A = a'' L * N_t$$

N_t : Número de tubos

L: Longitud del tubo en pie

A: En pie²

a'' : Superficie externa por pie lineal. Obtenida de la siguiente figura.

Figura 39. Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/2	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
3/4	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
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
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

El factor de obstrucción R_d :

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c * U_D}$$

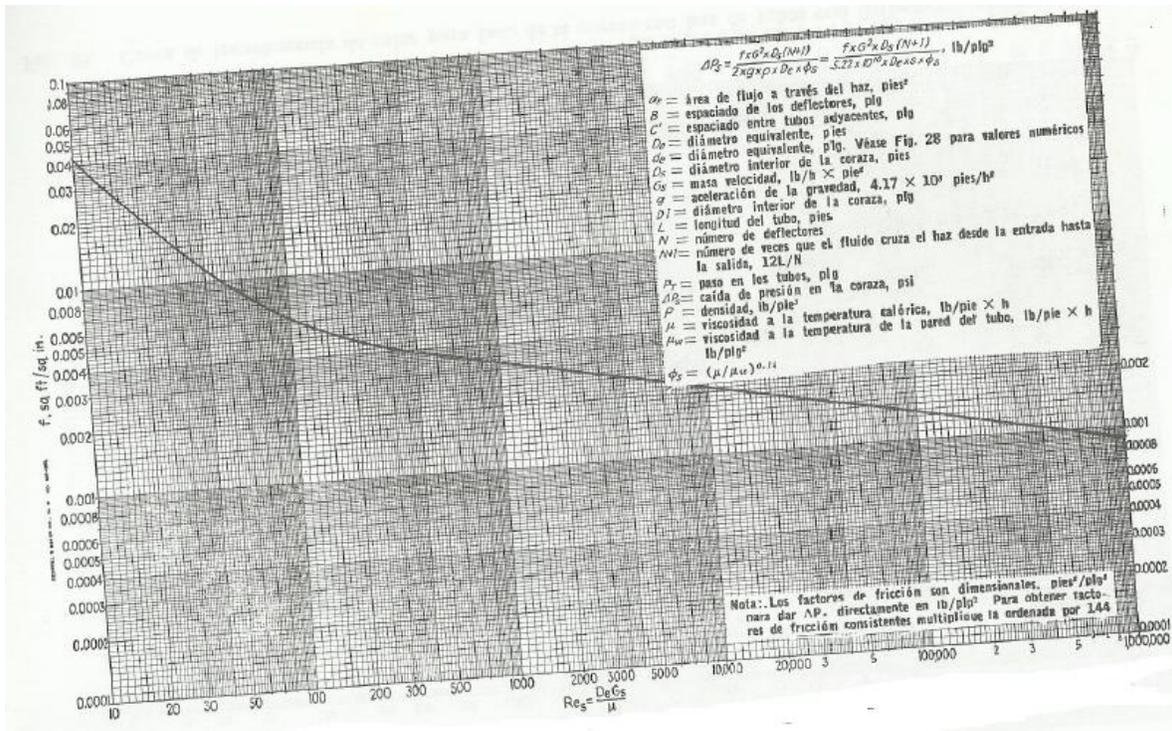
Si este factor de obstrucción excede al factor requerido, se continúa con la caída de presión.

Con el cálculo de la caída de presión, se realiza por separado para la coraza y para los tubos.

Fluido caliente: Lado de la coraza

Con el número de Reynolds se debe obtener f en $\text{pie}^2/\text{pulg}^2$.

Figura 40. Factores de fricción lado de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados 25%



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

Se calcula el número de cruces:

$$N + 1 = 12L/B$$

Donde,

N: Número de deflectores en la coraza

L: Longitud de tubo en pie

B: Espaciado de los deflectores en pulg

La caída de presión será:

$$\Delta P_s = \frac{f * G_s^2 * D_s * (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} * D_e * s * \phi_s}$$

Donde,

ΔP_s : Caída de presión en la coraza en lb/pulg²

G_s : Velocidad másica lb/h.pie²

D_s : Diámetro interno de la coraza en pie

N: Número de deflectores en la coraza

ϕ_s : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en la coraza

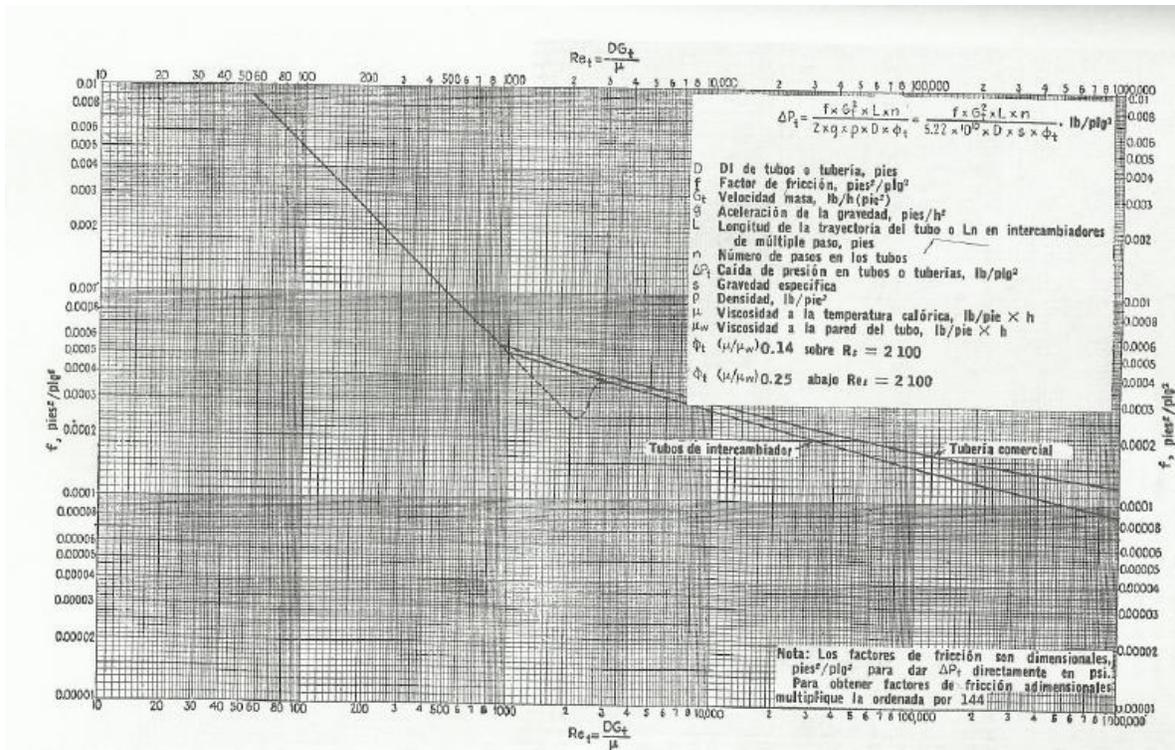
D_e : Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión en pie

s: Gravedad específica adimensional

Fluido frío: Lado de tubos

Con el número de Reynolds se debe obtener f en pie²/pulg².

Figura 41. Factores de fricción lado de tubos



Fuente: Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.

La caída de presión será:

$$\Delta P_t = \frac{f * G_t^2 * L * n}{5,22 \times 10^{10} * D * s * \phi_t}$$

Donde,

ΔP_t : Caída de presión en lado de tubos en lb/pulg²

G_t : Velocidad másica lb/h.pie²

D : Diámetro interior del tubo en pie

n : Número de pasos en los tubos

ϕ_t : Razón de viscosidad $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ en los tubos

s : Gravedad específica adimensional

$$\Delta P_r = \frac{4 * n * V^2 * 62,5}{s * 2 * g' * 144}$$

Donde,

n: Número de pasos en los tubos

s: Gravedad específica adimensional

V: Velocidad en pie/s

g' : Aceleración de la gravedad en pie/s²

ΔP_r : Caída de presión de retorno en lb/pulg²

Por tanto, la presión total será:

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_t$$

Donde,

ΔP_r : Caída de presión de retorno en lb/pulg²

ΔP_t : Caída de presión en lado de tubos en lb/pulg²

ΔP_T : Caída de presión total en lb/pulg²

CONCLUSIÓN

Las posibles soluciones son variadas y complejas en cada uno de los casos. Cada tipo de fluidos y cada tipo de aplicación debe ser valorada por los ingenieros diseñadores para obtener el máximo rendimiento y lograr el mínimo costo posible constructivo.

Las ecuaciones mostradas permiten de manera adecuada organizar el análisis y la metodología de diseño de intercambiadores de calor.

Los ejemplos numéricos dan una idea generalizada del proceso de cálculo de un intercambiador de calor, desde su concepción, análisis y diseño. Es también interesante el uso de terminología propia del tema, lo cual introduce a una mejor perspectiva de lo que se busca y lo que se requiere.

Es importante que las personas que utilicen este documento comprendan que no sustituye la variedad que existe en el campo de resolver los problemas de transferencia de calor y que cada caso debe ser tratado de manera puntual y exhaustiva.

BIBLIOGRAFÍA

- Kern, D. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca, México D.F., 1998.
- Kakaç, Sadık et al. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. CRC Press, Boca Ratón 2002.
- Mills, A.F. Transferencia de calor. Editorial McGraw-Hill, México D.F., 1994.
- Holman. J.P. Transferencia de calor. Compañía editorial continental S.A. de CV, México D.F., 1998.
- Pitts, D. et al. Heat transfer. Editorial McGraw-Hill, Nueva York, 1977.
- Fraas, A. et al. Heat Exchanger Design. Editorial John Wiley & Sons, Nueva York, 1996.