

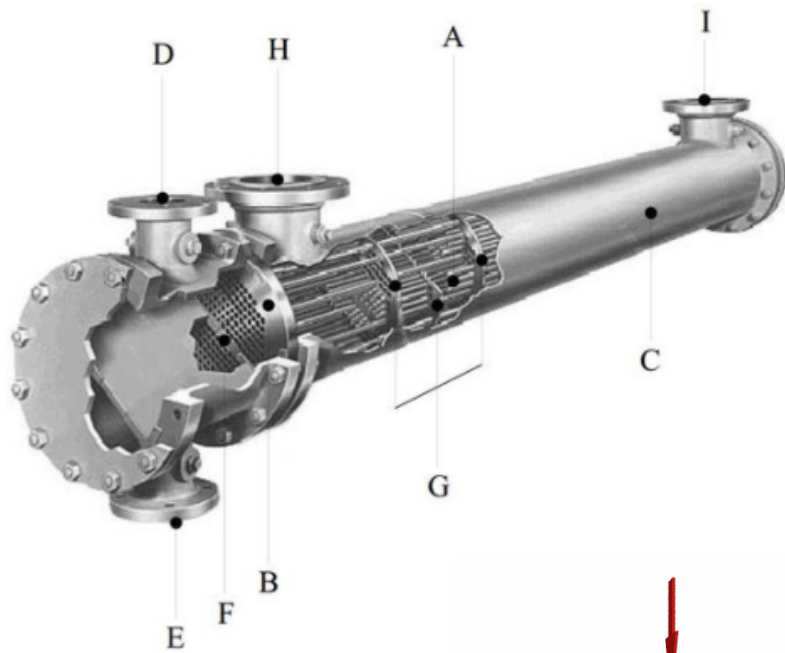


[jlz_TC_HPHE_comparación costos](#)

Para su tratamiento en una planta, 20500 kg.hr-1 de una salmuera de NaCl al 15% debe ser calentada desde 10°C a 40°C por intercambio de calor con una corriente de agua, la que será enfriada desde los 80°C hasta 45°C. Se dispone de un cierto número de horquillas múltiples de 6 m de longitud, consistente de un tubo exterior de 3,5" y 8 tubos interiores de 3/4" BWG 14, Acero SS, (conductividad térmica: 16.27 W.m-1.°C-1), por los que circula la salmuera. Determinar el número y configuración de los hairpins requeridos, teniendo en cuenta que: no puede despreciarse el efecto de la temperatura de pared. Asumir: que los factores de ensuciamiento son de 0.0005 m².°C.W-1 y 0.0001 m².°C.W-1 para los fluidos que circulan por los tubos y el anulo respectivamente; una eficiencia de bombeo de 0.8; que el costo de cada hairpins es de 500 um (um: unidad monetaria); un interés anual del 3%; que el costo de energía de bombeo es de 0.15 um.kWh-1; que la planta funciona 335 días al año. Se solicita resolución por el método ε -NTU.

STHE (*Shell - and - Tube Heat Exchanger*)

Las grandes superficies de transferencia de calor se obtienen por medio de equipos de coraza y tubo.



A: tubos;

B: hoja o espejo de tubos;

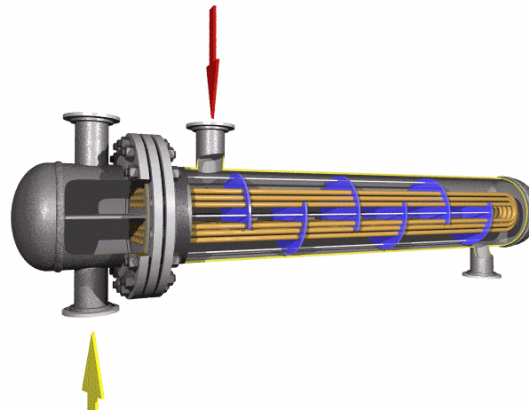
C: coraza;

D - E: entrada-salida fluido lado tubo;

F: divisor de pasos;

G: Deflectores;

H-I: entrada-salida fluido lado coraza



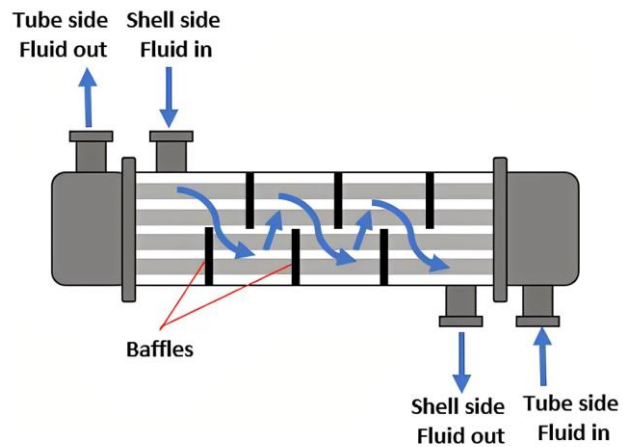
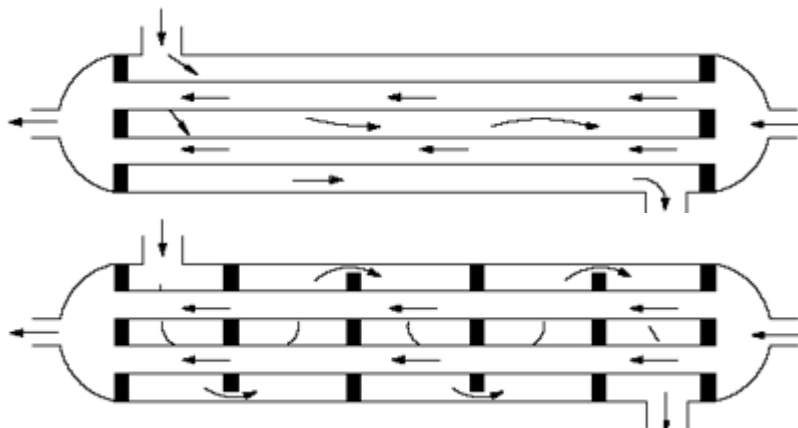
<https://youtu.be/mvKOSttp54>

Descripciones básicas y algunas configuraciones

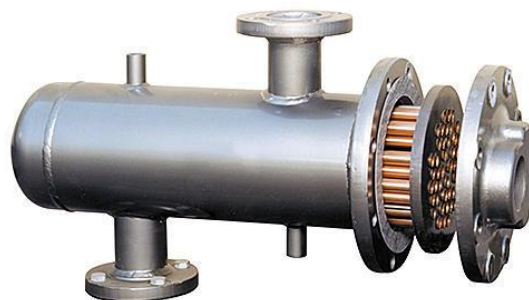
https://youtu.be/7dXxcmkUS_c

STHE de un paso **por tubos**

La configuración más sencilla es la 1-1 (1 paso por coraza y 1 paso por tubo).



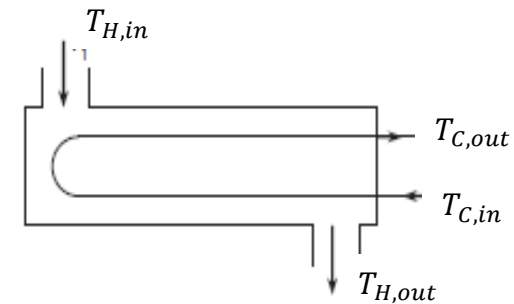
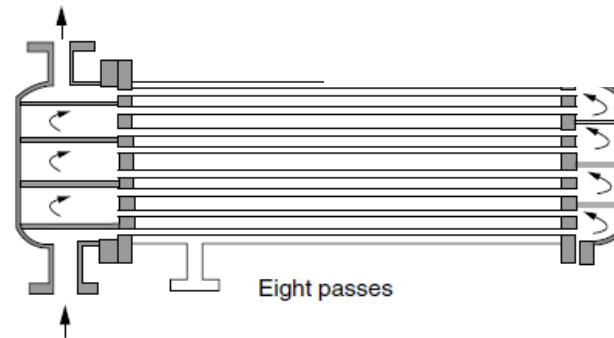
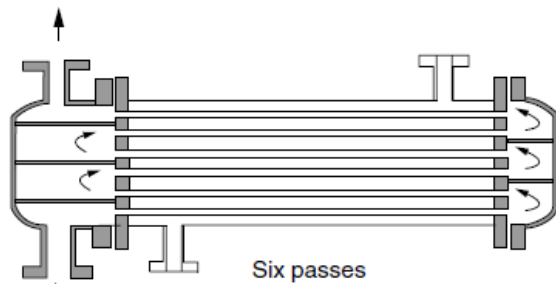
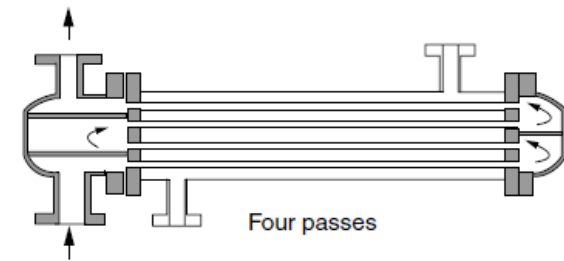
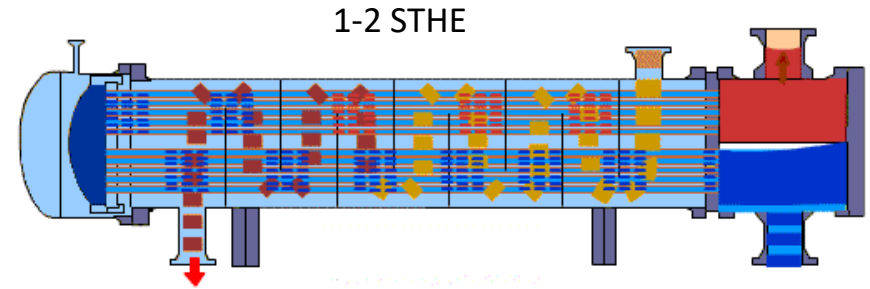
1-1 STHE



STHE de pasos múltiples **por tubos**

La configuración más común es la 1-2 (1 paso por coraza y 2 pasos por tubo). El incremento del número de pasos por los tubos conduce a un incremento en la velocidad masa y en consecuencia un incremento en el coeficiente pelicular en el lado de los tubos.

Otras configuraciones posibles son 1-4, 1-6, 1,8



Se adopta un número par de pasos. Al adoptar un número impar, las boquillas de entrada y salida están en extremos distintos, Las configuraciones pares en los tubos simplifica el diseño y las operaciones de limpieza.

<https://youtu.be/4ZV8MgZ0Yiw>

SHTE Animation

STHE Aspectos constructivos, coraza

Designaciones TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) de intercambiadores de calor

Por razones comerciales, debido a las numerosas variaciones en los diseños mecánicos para cabezales delanteros, traseros y coraza, TEMA ha normalizado un sistema de notaciones basado en tres letras: La primera identifica el extremo anterior o cabezal delantero, la segunda identifica el tipo de coraza y la tercera identifica el tipo de cabezal trasero o externo posterior

[Understanding TEMA Types for Shell-and-Tube Exchangers | 2020-05-09 | Process Cooling \(process-cooling.com\)](http://www.process-cooling.com/Understanding-TEMA-Types-for-Shell-and-Tube-Exchangers-2020-05-09/)

POPULAR SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER TYPES

	A K T	
	B E M	
	C F U	
	A E S	
	A E P	
	A J W	

Tipos de cabezal estacionario Extremo anterior	Tipos de carcasa	Tipos de cabezal Extremo posterior
A Canal y tapa extraíble	E Carcasa de un paso	L Placa tubular fija igual a cabezal estacionario "A"
B Tapa (cubierta integral)	F Carcasa de dos pasos con baffle longitudinal	M Placa tubular fija igual a cabezal estacionario "B"
C Haz tubular extraíble únicamente	G Flujo segmentado	N Placa tubular fija igual a cabezal estacionario "B"
D Canal integral con placa tubular y tapa extraíble	H Flujo segmentado doble	P Cabezal flotante con empaque exterior
N Canal integral con placa tubular y tapa extraíble	J Flujo dividido	S Cabezal flotante con dispositivo de respaldo
D Cierre especial de alta presión	K Evaporador tipo caldera	T Cabezal flotante ensamblado
	X Corriente transversal	U Haz tubular en forma de U
		W Placa tubular flotante de cierre externo

<http://kbcaco.tema.org/>

STHE Aspectos constructivos, coraza

Se reconocen tres tipos básicos definidos por la 3era letra de TEMA

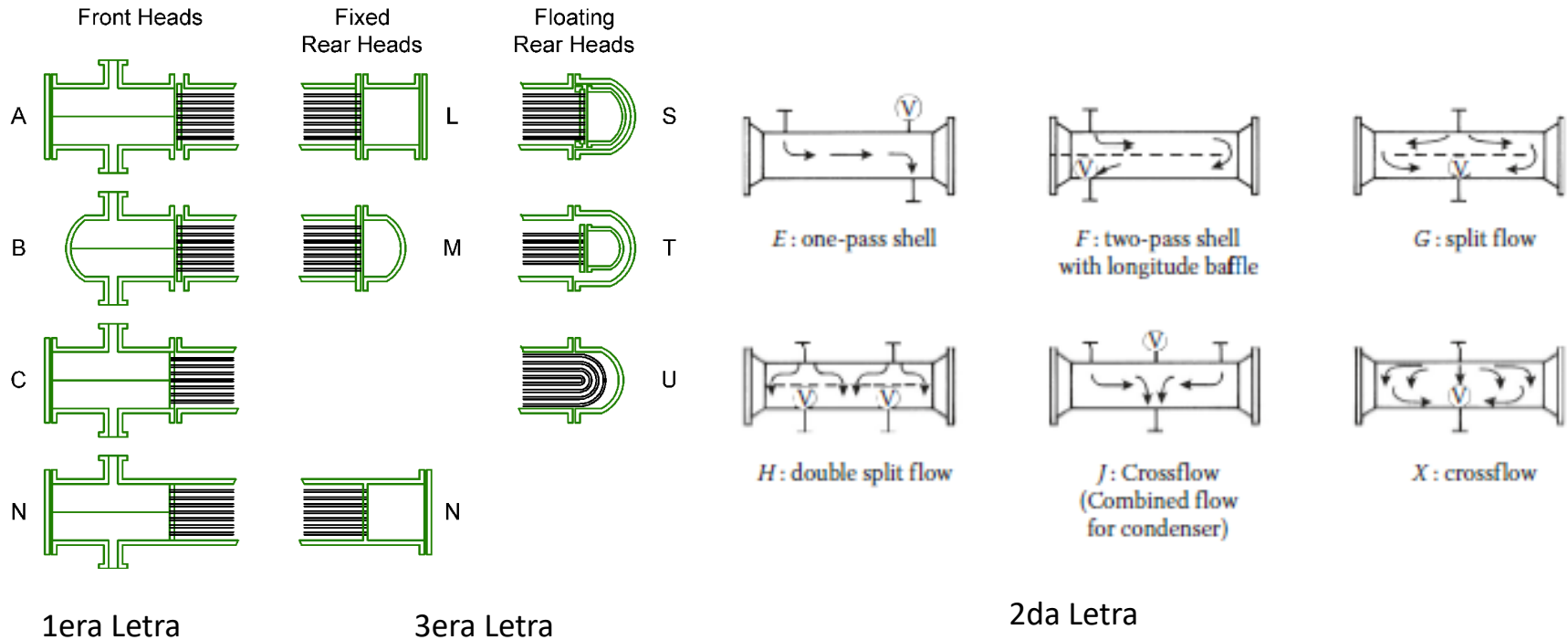
- Configuración de tubos fijos (*Fixed tubesheet exchanger*) L, M, N,
- Configuración de cabezal flotante (*Floating tubesheet exchanger*) S, T
- Configuración de tubos en U (*U Tube Exchanger*) U

La normalización de TEMA está limitada a diámetros de *shell* de 60" y presiones que no excedan 207 bar.

STANDARDS OF THE
TUBULAR EXCHANGER
MANUFACTURERS ASSOCIATION



TENTH EDITION



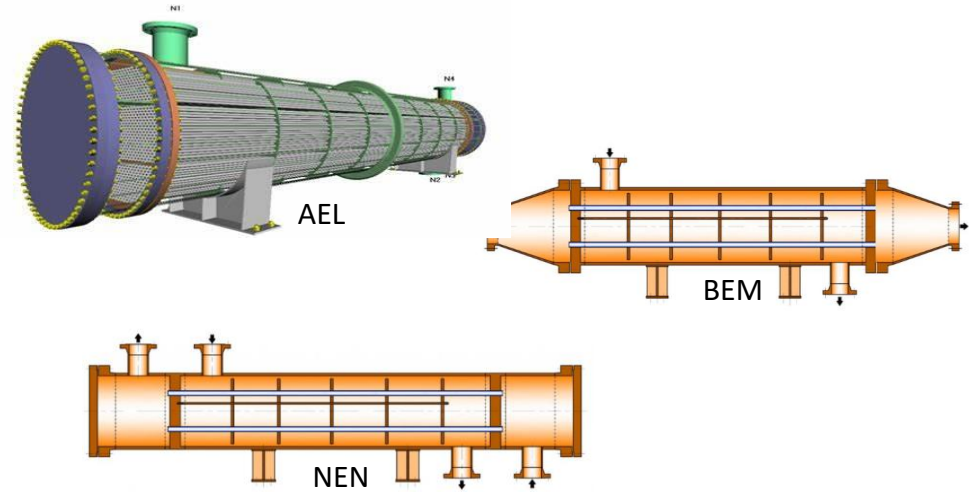
SIZE 37-192 TYPE AEU

STHE Aspectos constructivos, coraza

Configuración de tubos fijos L, M y N

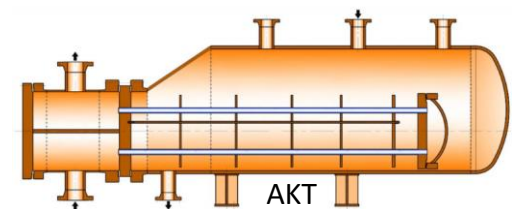
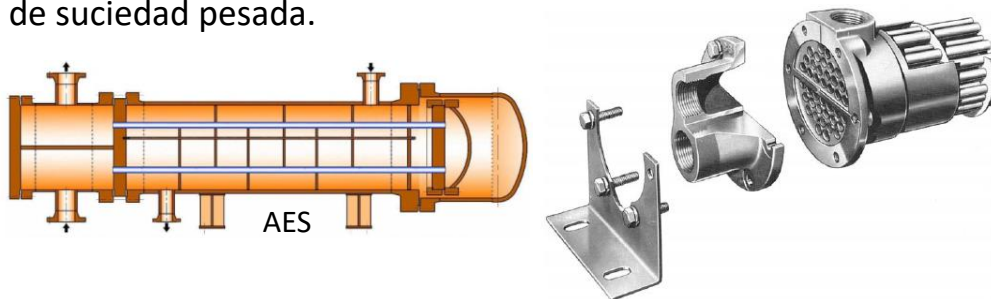
La coraza está soldada a las placas de tubos y no hay acceso al exterior del haz de tubos para su limpieza.

Esta opción de bajo costo tiene solo una expansión térmica limitada, que puede incrementarse un poco con los fuelles de expansión. Los tubos individuales son reemplazables. La limpieza de los tubos es mecánicamente sencilla.



Configuración de tubos flotantes S, T

Permite que la placa del tubo flote y se mueva con expansión térmica. Se extrae con relativa facilidad. El paquete se puede quitar con un mínimo de desmontaje, lo cual es importante para las unidades de suciedad pesada.



Configuración U

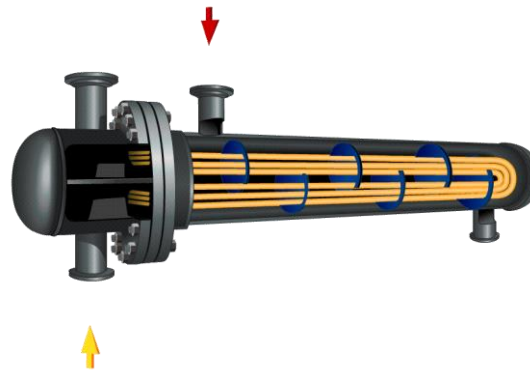
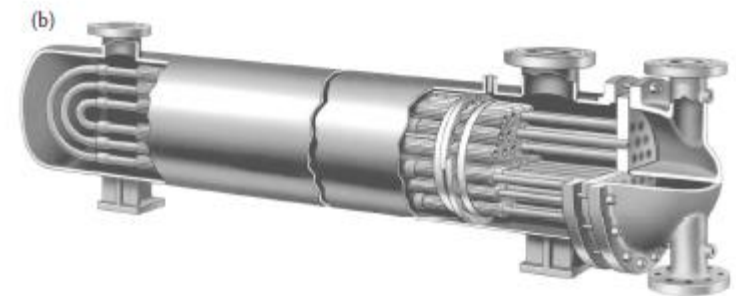
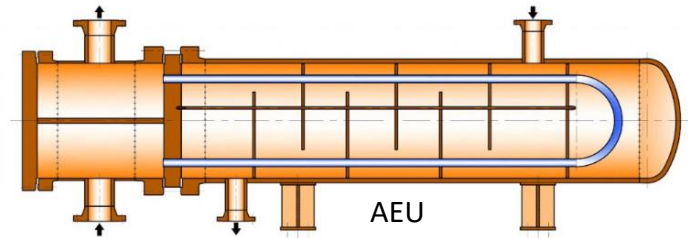
Este diseño permite la expansión independiente de los tubos y la coraza. Por tanto, la expansión térmica no está limitada.

Es la construcción menos costosa porque solo se necesita una placa de tubo.

El lado del tubo no se puede limpiar por medios mecánicos debido a la curva en U.

Solo se puede acomodar un número par de pasos de tubo.

Los tubos individuales no se pueden reemplazar excepto en la fila exterior.



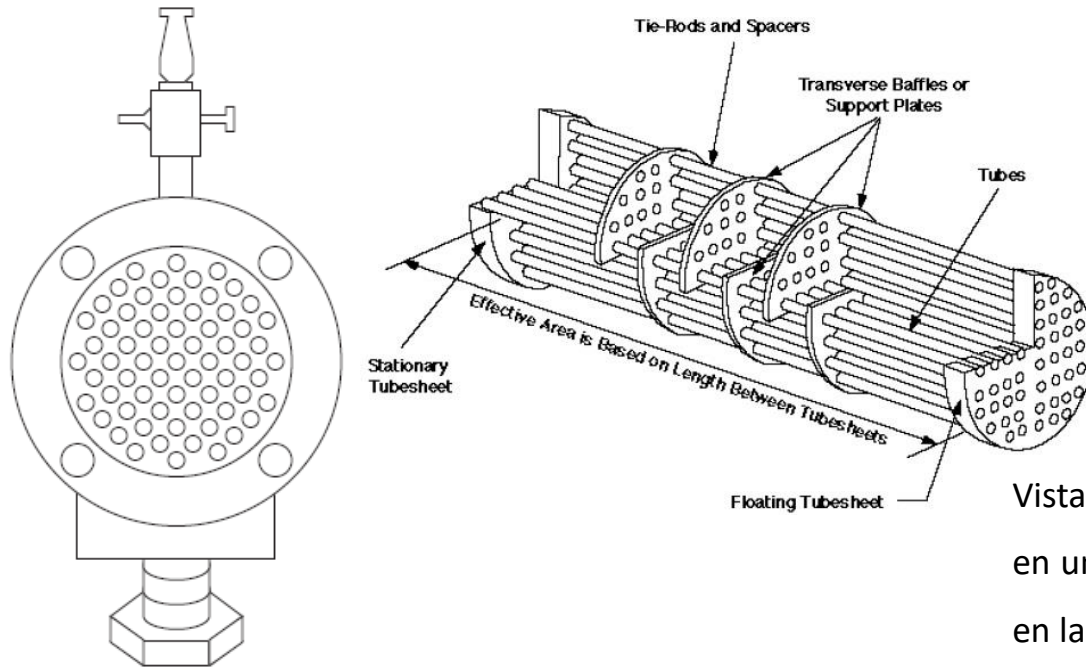
<https://youtu.be/A39JWXLsonw>

"U TUBE TYPE" SHELL & TUBES HEAT EXCHANGER

<https://youtu.be/Wt-D-npXsZE>

STHE Aspectos constructivos, tubos

Tubos BWG: el diámetro exterior de los tubos es el diámetro exterior real en pulgadas con tolerancias muy estrictas en el espesor. Se encuentran disponibles en varios materiales metálicos. Presentan diferentes espesores de pared, definidos como *Birmingham Wire Gauge*, (BWG gauge). La longitud de los tubos son 1,83 m (6 ft), 2,44 m (8 ft), 3,88 m (12 ft) y 4,88 m (16 ft). Un buen valor para la relación Longitud de tubo / diámetro de coraza es 5 -10



Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
1/4	22	0.028	0.194
1/4	24	0.022	0.206
1/2	18	0.049	0.402
1/2	20	0.035	0.430
1/2	22	0.028	0.444
3/4	10	0.134	0.482
3/4	14	0.083	0.584
3/4	16	0.065	0.620
3/4	18	0.049	0.652
1	8	0.165	0.670
1	14	0.083	0.834
1	16	0.065	0.870
1	18	0.049	0.902
1 1/4	8	0.165	0.920
1 1/4	14	0.083	1.084
1 1/4	16	0.065	1.120
1 1/4	18	0.049	1.152

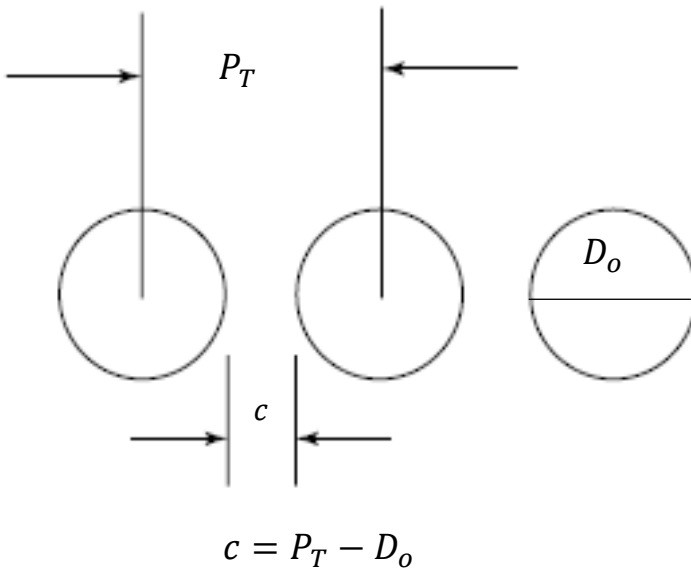
Tube OD, in	BWG gauge	Thickness, in	Tube inside diameter (ID), in
2	11	0.120	1.760
2	12	0.109	1.782
2	13	0.095	1.810
2	14	0.083	1.834

(1 in = 25.4 mm; 1 in² = 645.16 mm²; 1 ft = 0.3048 m; 1 ft² = 0.0929 m²)

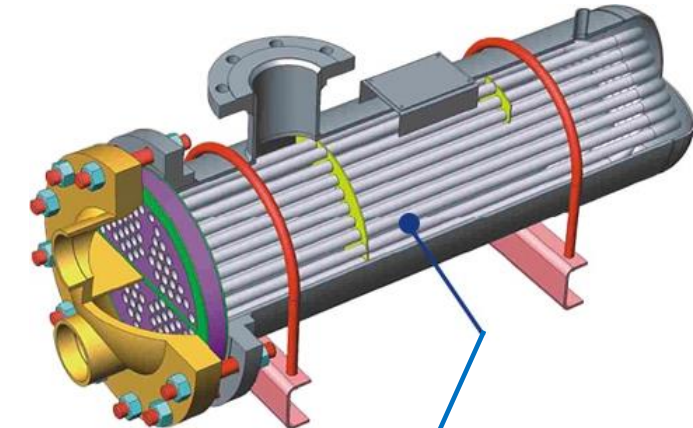
Vista lateral de la disposición de tubos y su espaciado en un IQCT. El haz tubular está fijado en sus extremos en las placas tubulares o espejos (*sheet tube*)

STHE Aspectos constructivos, tubos, espaciado (*Tube Pitch*)

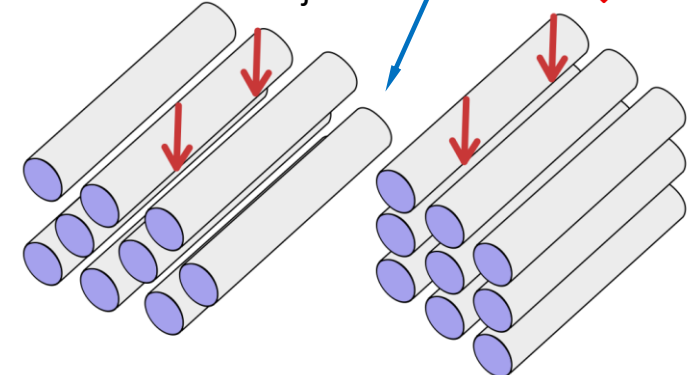
El pitch (espaciado) P_T es la menor distancia de centro a centro entre tubos adyacentes. El claro o distancia libre (c) es la distancia más corta entre dos orificios tubulares adyacentes.



Banco de tubos en una coraza (*shell*)



Dirección de flujo o escurrimiento ↓



arreglo triangular

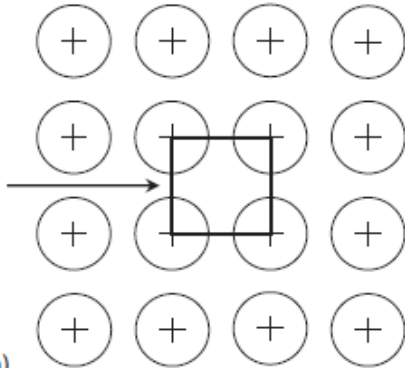
arreglo cuadrado

El valor de P_T es usualmente elegido de modo que $PR = \frac{P_T}{D_o} = 1,25, 1,285, 1,33, 1,5$; PR: Pitch ratio. TEMA recomienda un mínimo 6 mm (1/4") para permitir limpieza

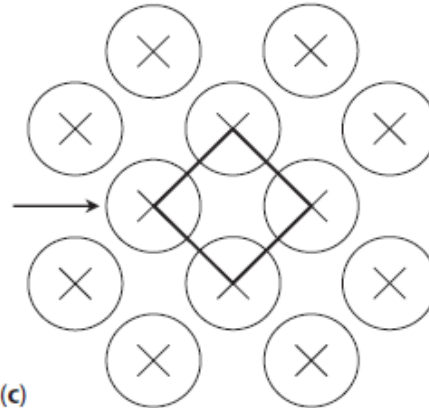
STHE Aspectos constructivos, tubos, arreglo de tubos (*Tube layout*)

arreglo de tubos cuadrado

Square pitch



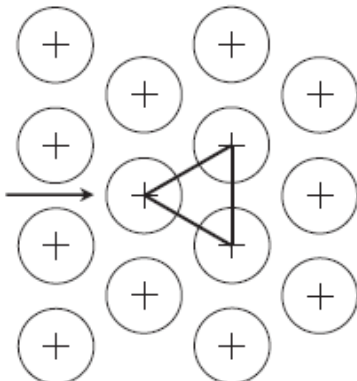
Square pitch rotated



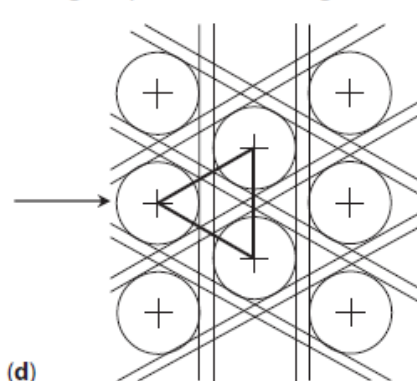
dirección de escurrimiento →

arreglo de tubos triangular

Triangular pitch



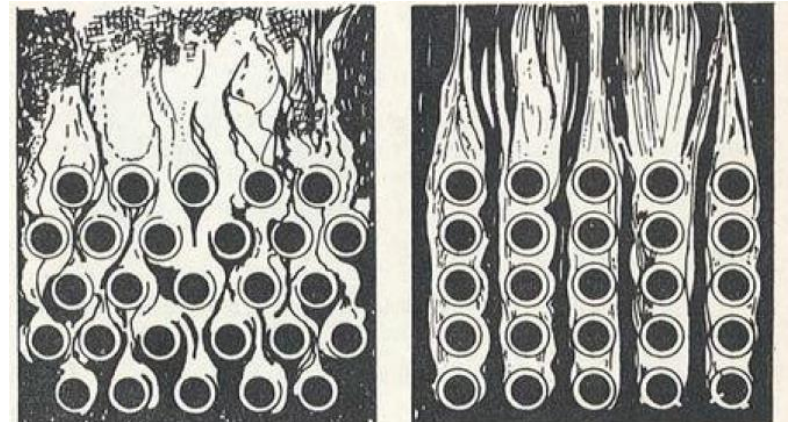
Triangular pitch with cleaning lanes



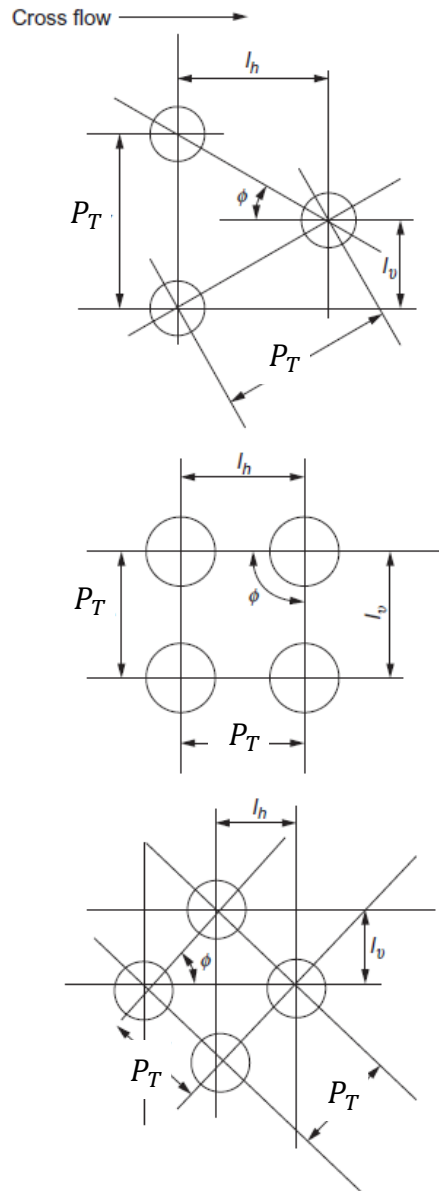
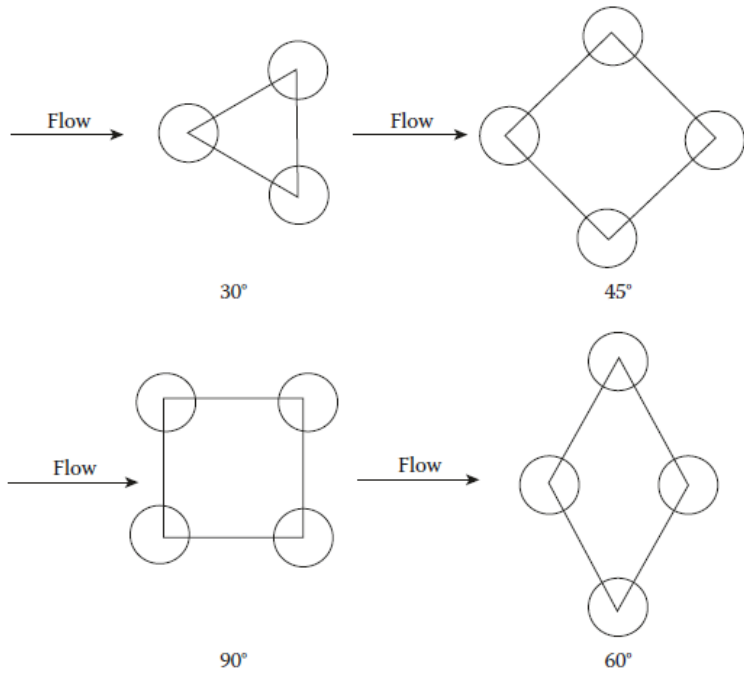
Ventajas y desventajas:

El arreglo triangular proporciona mejor acomodamiento de tubos; al ser mas compacto, provoca una mayor pérdida de carga, pero proporciona una mejor transferencia de calor (aproximadamente un 25% mayor que el arreglo cuadrado).

El arreglo cuadrado, al determinar distancias verticales y horizontales mayores entre tubos, simplifica el mantenimiento y particularmente la limpieza en el lado de la carcasa.



STHE Aspectos constructivos, tubos, arreglo de tubos, relaciones geométricas



ϕ	l_v	l_h
--------	-------	-------

30°	$0,5P_T$	$P_T \cos 30^\circ$
-----	----------	---------------------

90°	P_T	P_T
-----	-------	-------

45°	$P_T \cos 45^\circ$	$P_T \cos 45^\circ$
-----	---------------------	---------------------

STHE Aspectos constructivos, tubos, número y empaquetado de tubos (*Tube bundle*). Estima del D_s aproximación geométrica

arreglo de tubos triangular, área unitaria:
$$A_{tube} = 2P_T \frac{P_T \cos 30^\circ}{2} = 2P_T^2 \frac{\sqrt{3}}{4} = P_T^2 \frac{\sqrt{3}}{2}$$

arreglo de tubos cuadrado, área unitaria:
$$A_{tube} = P_T^2$$

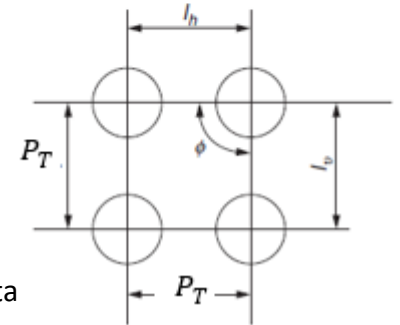
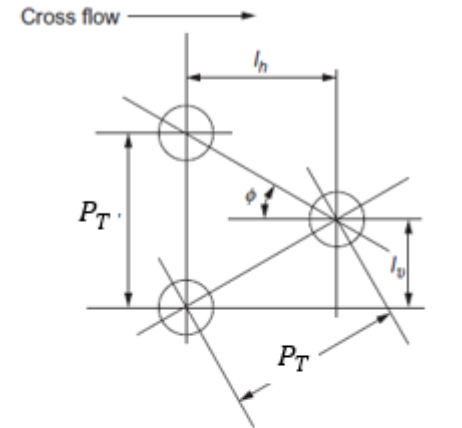
$A_{T,tube} = N_{tubos} A_{tube}$ n_{pi} : número de pasos lado tubo;

$$A_{bundle} = 2 \left(\frac{N_{tubos} A_{tube}}{\pi} \right)^{0,5} D_o (n_{pi} - 1) + N_{tubos} A_{tube}$$

$$D_{s,min} = 2 \left(\frac{A_{bundle}}{\pi} \right)^{0,5} + 2D_o$$
 Ajustar $D_{cz,min}$ a D_s normalizado

De Tabla C: $D_{cz} = 25"$; $D_o = 3/4"$; Δ ; $Pt = 1"$ IQCT: 1-2, $N_{tubos} = 468$

$D_o := \frac{3}{4} \cdot \text{in}$	$Pt := 1 \cdot \text{in}$	$n_{pi} := 2$	$N_{tubos} := 468$	$D_{cz} := 25 \cdot \text{in}$
$A_{tube} := 2 \cdot Pt^2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{4} = 5.5872 \text{ cm}^2$				
$A_{bundle} := 2 \cdot \left(\frac{N_{tubos} \cdot A_{tube}}{\pi} \right)^{0,5} \cdot D_o \cdot (n_{pi} - 1) + N_{tubos} \cdot A_{tube} = 0.2725 \text{ m}^2$				
$D_{czmin} := 2 \cdot \left(\frac{A_{bundle}}{\pi} \right)^{0,5} + 2 \cdot D_o = 24.7 \text{ in}$				
$a := 0.249$	$b := 2.207$	$D_{bundle} := \left(\frac{N_{tubos}}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \cdot D_o = 22.832 \text{ in}$		
$D_{czemp} := 1.01 \cdot D_{bundle} + 0.01 \cdot \text{m} = 23.454 \text{ in}$				
$\frac{D_{czmin} - D_{cz}}{D_{cz}} = -1.24\%$		$\frac{D_{czemp} - D_{cz}}{D_{cz}} = -6.18\%$		



Esta aproximación ajusta mejor en los STHE TEMA L

Área de Transferencia

En dimensionamiento,
$$N_{tubos} = \frac{A_T}{\pi D_o L_t}$$

STHE Aspectos constructivos, tubos, número y empaquetado de tubos (*Tube bundle*). Estima del D_s aproximación heurística

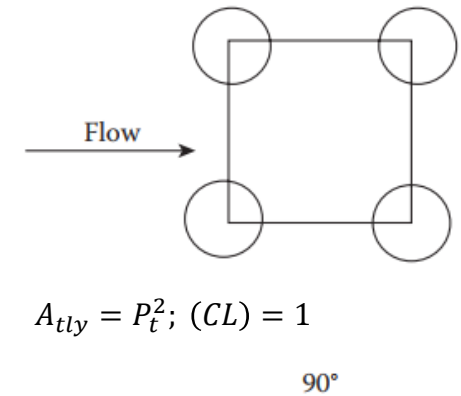
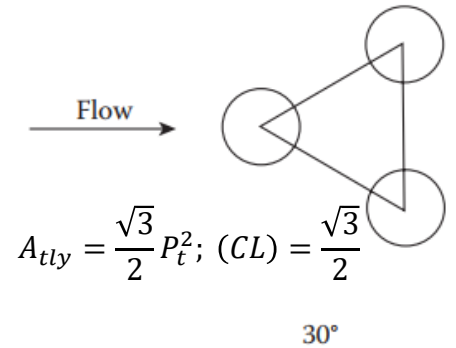
El número de tubos N_t es estimado del cociente entre el área de transferencia requerida por el servicio térmico y el área de transferencia que provee un tubo, según su longitud y diámetro. CTP es un parámetro que toma en cuenta la cobertura incompleta del diámetro del *shell* por parte de los tubos debido a las holguras necesarias entre la *shell* y el círculo exterior del tubo y las ausencias de tubos para permitir las divisiones de paso en diseños $n_{pt} \geq 1$ (i.e. $CTP = 0,93$ si $n_{pi} = 1$; $CTP = 0,90$ si $n_{pi} = 2$)

$$N_{tubos} = \frac{A_T}{\pi D_o L_t} \quad \text{Área de Transferencia}$$

$$D_s^2 = \frac{N_{tubos} 4 A_{tly}}{(CTP)\pi} = \frac{N_{tubos} 4 (CL) P_t^2}{(CTP)\pi}$$

$$D_s = 2P_t \sqrt{\frac{(CL)}{\pi(CTP)} N_{tubos}}$$

$$D_s = \frac{2P_t}{\pi} \sqrt{\frac{(CL)}{(CTP)} \frac{A_T}{D_o L_t}}$$



La ecuación relaciona directamente al área de transferencia con las dimensiones de tubos y su configuración.

Estas aproximación ajusta mejor en los STHE TEMA L

STHE Aspectos constructivos, tubos, número y empaquetado de tubos (*Tube bundle*) Estima del D_s o N_{tubos}

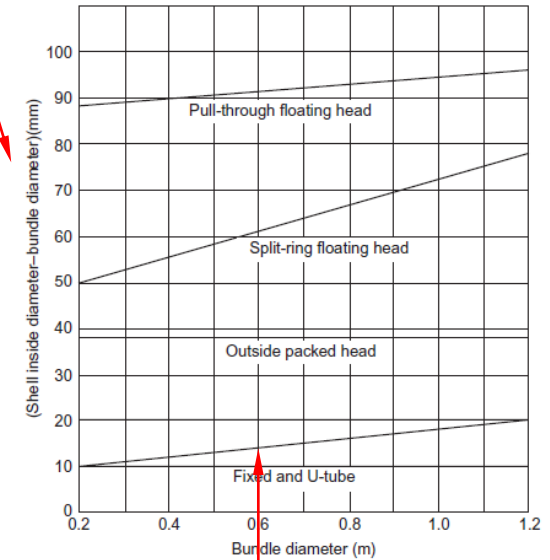
El número de tubos o el diámetro del empaquetado (bundle, D_{bdl}), puede ser estimado con la siguiente ecuación empírica basado en arreglos standard, conocido el número de tubos N_{tubos} o viceversa.

$$D_{bdl} = D_s - clearance$$

$$N_{tubos} = a \left(\frac{D_{bdl}}{D_o} \right)^b$$

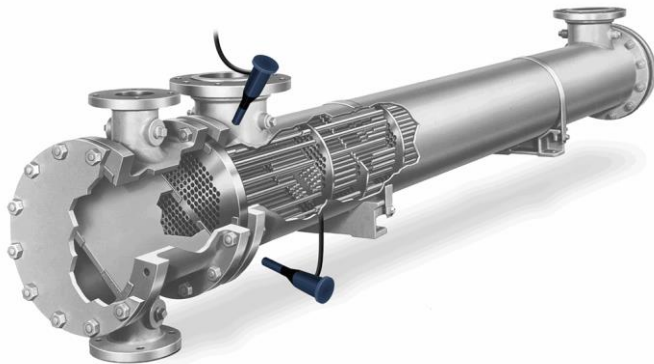
Number of Passes		1	2	4	6	8
Triangular pitch ^a	<i>a</i>	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
	<i>b</i>	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch ^a	<i>a</i>	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
	<i>b</i>	2.207	2.291	2.263	1.617	2.643

^aPitch = 1.25 d_b .



$$D_{bdl} = \frac{D_s - 0,01m}{1,01}$$

Comparación: $D_{cz} = 25''$; $D_o = 3/4''$; Δ ; $Pt = 1''$ IQCT: 1-2



Objetivos de diseño en el empaquetado de tubos:

- acomodar la expansión térmica
- facilitar la limpieza
- proporcionar la construcción menos costosa

International Journal of Engineering and Applied Sciences (IJEAS)
ISSN: 2394-3661, Volume-6, Issue-2, February 2019



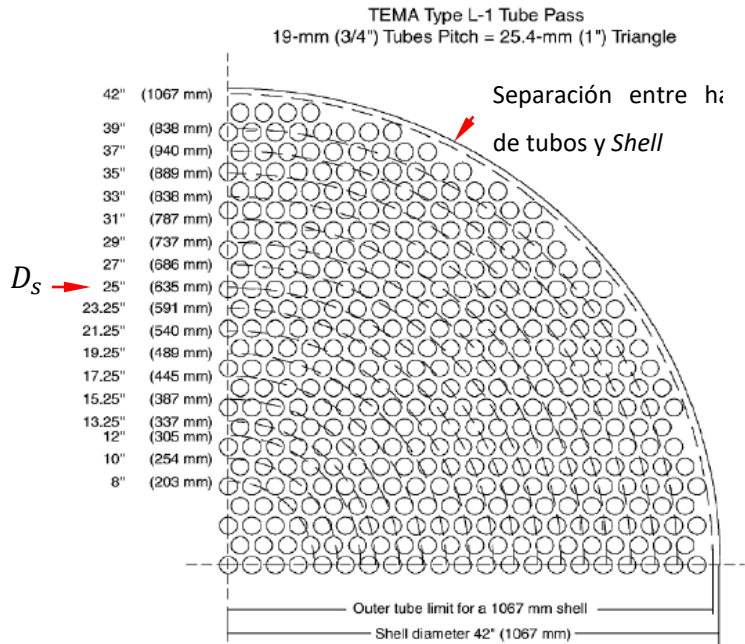
Analytical calculation of tube counts and geometric characteristics of tube layouts of heat exchangers

STHE Aspectos constructivos, tubos, número de tubos (Tube layout)

$$N_{tubos} = \frac{A_T}{\pi D_o L_t}$$

El número de tubos N_{tubos} dentro de una coraza está relacionado con el diámetro exterior del tubo D_o , el tamaño del pitch P_T , el número de pasos de tubos, la configuración (según TEMA) y con el diámetro del shell, D_s .

TUBE LAYOUT



Dashed lines represent the outer tube limits for the indicated shell diameters. Tubes must be removed for the installation of tie rods, impingement plates, and to satisfy entrance velocity requirements

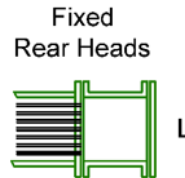
Tabla A Tube Count 3/4-in (19.05-mm) Tubes on Triangular (30-Degree) Array, Pitch 1 in (25.4 mm) TEMA Type L

Internal Shell Diameter		Number of Tube Passes			
in	mm	1	2	4	6
8	203.2	38	36	32	24
10	254	69	62	56	48
12	304.8	105	94	88	76
13 1/4	336.5	129	120	108	104
15 1/4	387.3	181	166	154	148
17 1/4	438.15	235	218	206	198
19 1/4	488.9	295	280	262	252
21 1/4	539.7	356	344	330	314
23 1/4	590.5	431	418	398	388
$D_s \rightarrow 25$	635	504	$N_{tubos} \rightarrow 492$	462	446
27	685.8	597	578	550	538
29	736.6	694	674	646	634
31	787.4	799	778	750	732
33	838.2	919	888	854	834
35	889	1031	1004	968	946
37	939.8	1149	1128	1084	1052
39	990.6	1284	1258	1216	1202
42	1066.8	1499	1452	1416	1382
45	1143	1727	1686	1640	1616

Número máximo de tubos N_{tubos} dentro de una coraza

Tabla B DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Coraza DI, plg	Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 1/4" plg					Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24
10	62	56	47	42	35	10	61	40	36	36
12	109	98	86	82	73	12	92	82	76	74
13 1/4	131	127	114	96	90	13 1/4	109	106	86	82
15 1/4	170	160	140	136	125	15 1/4	151	138	122	118
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172
19 1/4	301	282	262	244	234	19 1/4	262	250	226	216
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394
27	637	602	550	536	524	27	578	564	536	524
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	664
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760
35	1102	1068	1004	968	958	35	970	938	882	864
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	986	970
39	1377	1330	1268	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100



STHE Aspectos constructivos, tubos, número de tubos (*Tube layout*)

IQCT normalizados TEMA

Tabla C

Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants
Volume 3, Fourth Edition p59

Note the Right Column for Tubesheet and Number of Passes Per Configuration																		
37	35	33	31	29	27	25	23 1/4	21 1/4	19 1/4	17 1/4	15 1/4	13 1/4	12	10	8	I.D. of Shell (in.)		
1,269	1,143	1,019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	One-Pass
1,127	1,007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	3/4 in. on 1 in. Δ		
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	3/4 in. on 1 in. □		
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,242	1,088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
1,088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	3/4 in. on 1 in. Δ		
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	3/4 in. on 1 in. □		
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,126	1,008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	
1,000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	3/4 in. on 1 in. Δ		
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	3/4 in. on 1 in. □		
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,072	1,024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
1,024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	3/4 in. on 1 in. □		
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	3/4 in. on 1 in. □		
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		

Note the Right Column for Tubesheet and Number of Passes Per Configuration																		
37	35	33	31	29	27	25	23 1/4	21 1/4	19 1/4	17 1/4	15 1/4	13 1/4	12	10	8	I.D. of Shell (in.)		
1,106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	Six Pass
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
818	224	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	Fixed Tubes	Eight Pass
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		
1,032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	3/4 in. on 15/16 in. Δ	U Tubes ²	
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. Δ		
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	3/4 in. on 1 in. □		
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. Δ		
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX	1 in. on 1 1/4 in. □		

¹Allowance made for tie rods.

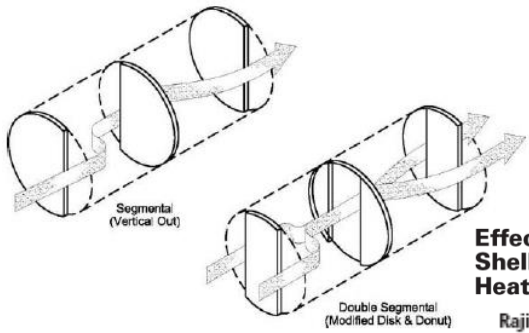
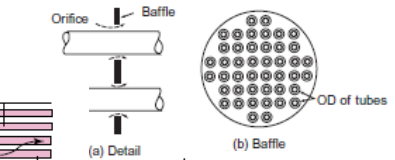
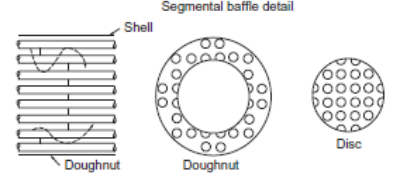
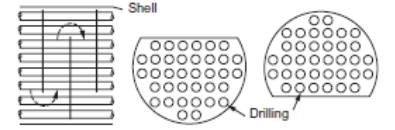
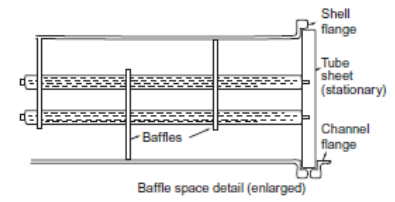
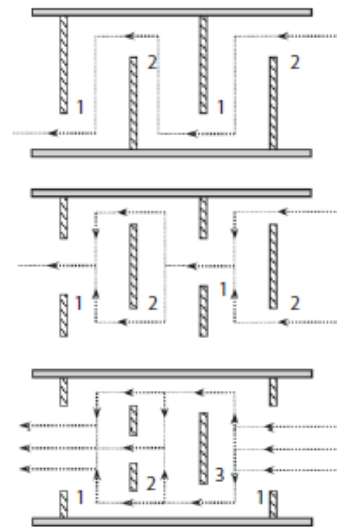
²R.O.B. = 2^{1/2} × Tube diameter. Actual number of "U" tubes is one-half the figure shown in the table.

37	35	33	31	29	27	25	23 %	21 %	19 %	17 %	15 %	13 %	12	10	8	I. D. del casco (pulg.)	
1269	1143	1019	881	763	663	553	481	392	307	247	193	135	105	69	33	¾" con 15/16" Δ	
1127	1007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	¾" con 1" Δ	
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	¾" con 1" □	
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1" con 1 ¼" Δ	
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1" con 1 ¼" □	
1242	1088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	¾" con 15/16" Δ	
1088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	¾" con 1" Δ	
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	¾" con 1" □	
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1" con 1 ¼" Δ	
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1" con 1 ¼" □	
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	¾" con 15/16" Δ	
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	¾" con 1" Δ	
884	778	688	580	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	¾" con 1" □	
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	X	1" con 1 ¼" Δ	
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	X	1" con 1 ¼" □	
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	X	¾" con 15/16" Δ	
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	X	¾" con 1" Δ	
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	X	¾" con 1" □	
638	500	480	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	X	1" con 1 ¼" Δ	
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	X	1" con 1 ¼" □	
1092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	X	¾" con 15/16" Δ	
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	X	¾" con 1" Δ	
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	X	¾" con 1" □	
584	608	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	X	X	1" con 1 ¼" Δ	
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	X	X	1" con 1 ¼" □	
1106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	X	X	X	¾" con 15/16" Δ	
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	X	X	X	¾" con 1" Δ	
818	224	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	X	X	X	¾" con 1" □	
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	X	X	X	1" con 1 ¼" Δ	
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	X	X	X	X	1" con 1 ¼" □	
1058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	X	X	X	¾" con 15/16" Δ	
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	X	X	X	¾" con 1" Δ	
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	X	X	X	¾" con 1" □	
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	X	X	X	1" con 1 ¼" Δ	
478	420	362	310	268	224	182	152	110	80	60	42	X	X	X	X	1" con 1 ¼" □	
1040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	X	X	X	X	¾" con 15/16" Δ	
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	X	X	X	X	¾" con 1" Δ	
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	X	X	X	X	X	¾" con 1" □	
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	X	X	X	X	X	1" con 1 ¼" Δ	
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	X	X	X	X	X	X	1" con 1 ¼" □	
1032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	X	X	X	¾" con 15/16" Δ	
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	X	X	X	¾" con 1" Δ	
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	X	X	X	¾" con 1" □	
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	X	X	X	1" con 1 ¼" Δ	
450	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	X	X	X	X	1" con 1 ¼" □	
37	35	33	31	29	27	25	23 %	21 %	19 %	17 %	15 %	13 %	12	10	8	I. D. del casco (pulg.)	

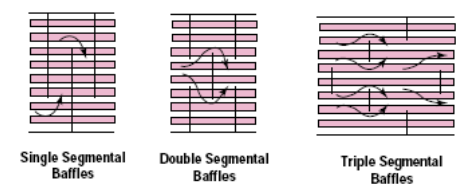
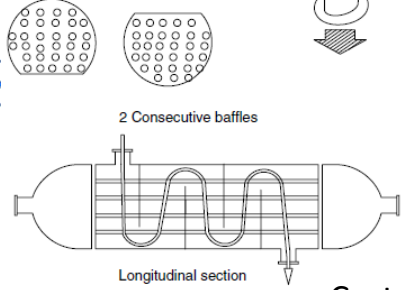
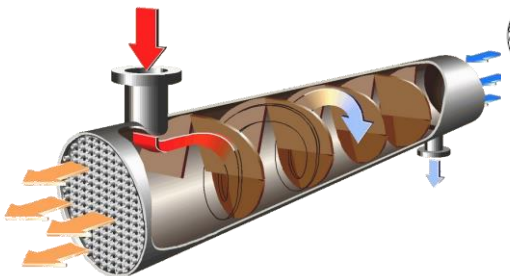
STHE Aspectos constructivos, deflectores (*Baffles*)

Tienen dos funciones: Desviar el flujo a través del haz para obtener un coeficiente de transferencia de calor más alto. Dar soporte a los tubos para lograr rigidez estructural, evitando la vibración y el pandeo del tubo.

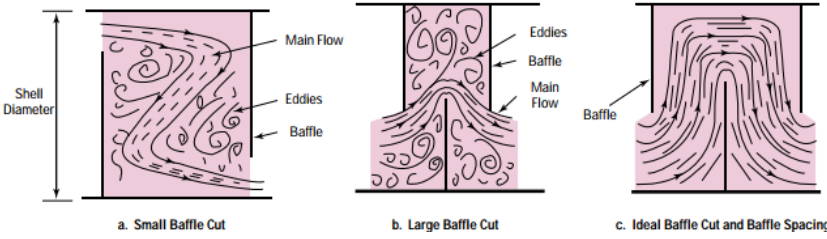
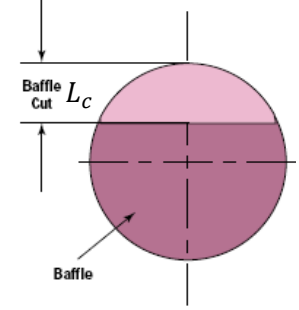
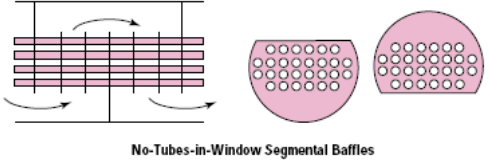
Clasificación: transversal y longitudinal, helicoidal.



Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers
Rajiv Mukherjee,



Procedimiento para disminuir caída de presión



Corte de deflector (*baffle cut*): L_c distancia desde el deflector al perímetro interior del *shell*. $0,15D_s < L_c < 0,45D_s$

El espaciado óptimo del deflector es $0,4D_s < B < 0,6D_s$

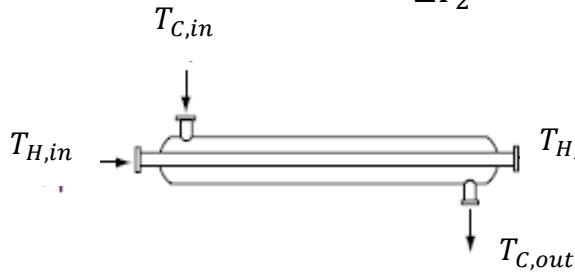
DTHE /MTHE Consideraciones para el diseño

En IQDT, las configuraciones pueden ser en cocorriente (cc) o contracorriente (ctc)

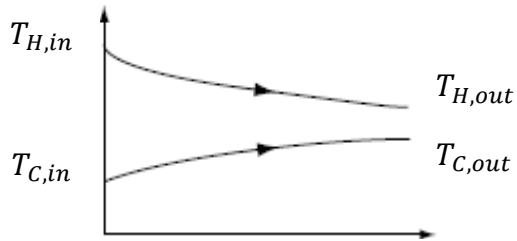
La ecuación básica de diseño requiere el cálculo de la $LMTD_{conf}$

$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m = UA_T LMTD_{conf} \rightarrow A_T = \frac{\dot{q}}{U LMTD_{conf}}$$

$$\Delta T_m = LMTD_{conf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

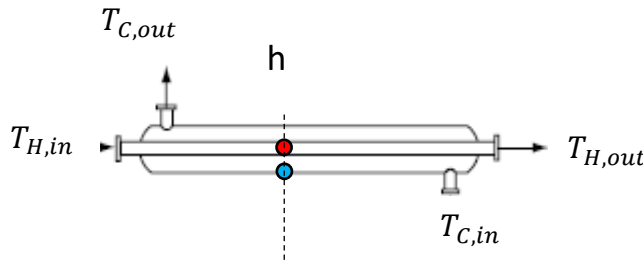


Co-current configuration

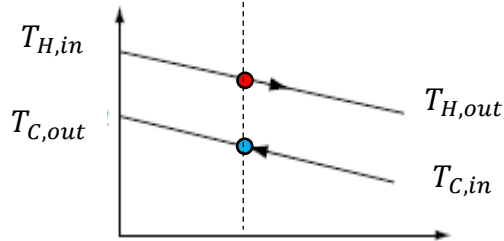


$$\Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,in})_{cc}$$

$$\Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,out})_{cc}$$

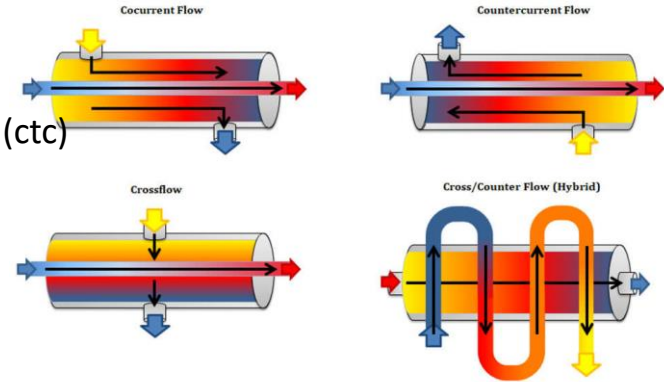


Countercurrent configuration

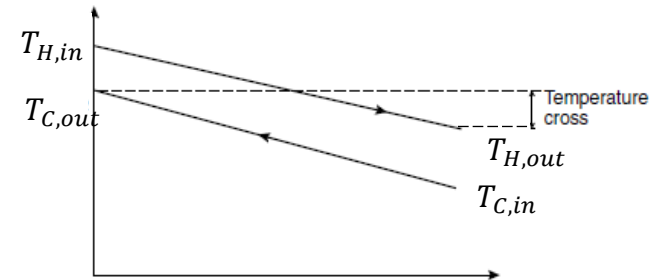


$$\Delta T_1 = (T_{H,in} - T_{C,out})_{ctc}$$

$$\Delta T_2 = (T_{H,out} - T_{C,in})_{ctc}$$

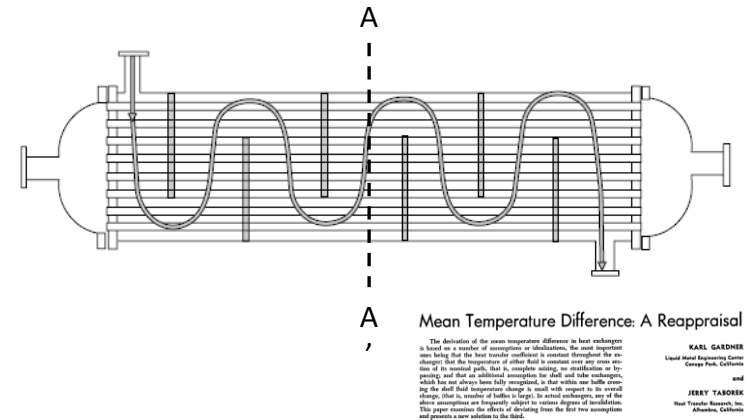
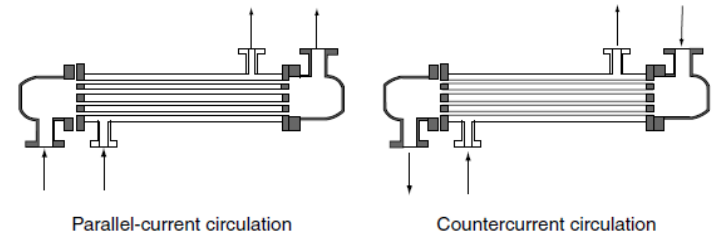


En cualquier punto de transferencia (h) identificable en un área transversal del HE, la fuerza impulsora ΔT es aproximadamente la misma y no es importante la presencia de cruce de temperatura.



Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño STHE 1-1

Un STHE 1-1 sin deflectores puede ser considerado un MTHE y puede disponerse también en cc o ctc. Sin embargo, la presencia de deflectores obliga al fluido de la coraza a seguir trayectorias diferenciadas. Hay una componente de flujo perpendicular a los tubos (flujo cruzado), y al mismo tiempo, una componente de flujo en la dirección longitudinal. **La circulación del fluido externo no es realmente a contracorriente o a corrientes debido a este componente de flujo cruzado.** Sin embargo, en el diseño del HE 1-1, **se supone** que en cualquier sección transversal del intercambiador de calor, el fluido de la coraza está completamente mezclado, por lo que se puede considerar que el fluido tiene una temperatura uniforme en toda la sección transversal al igual que un IQDT.



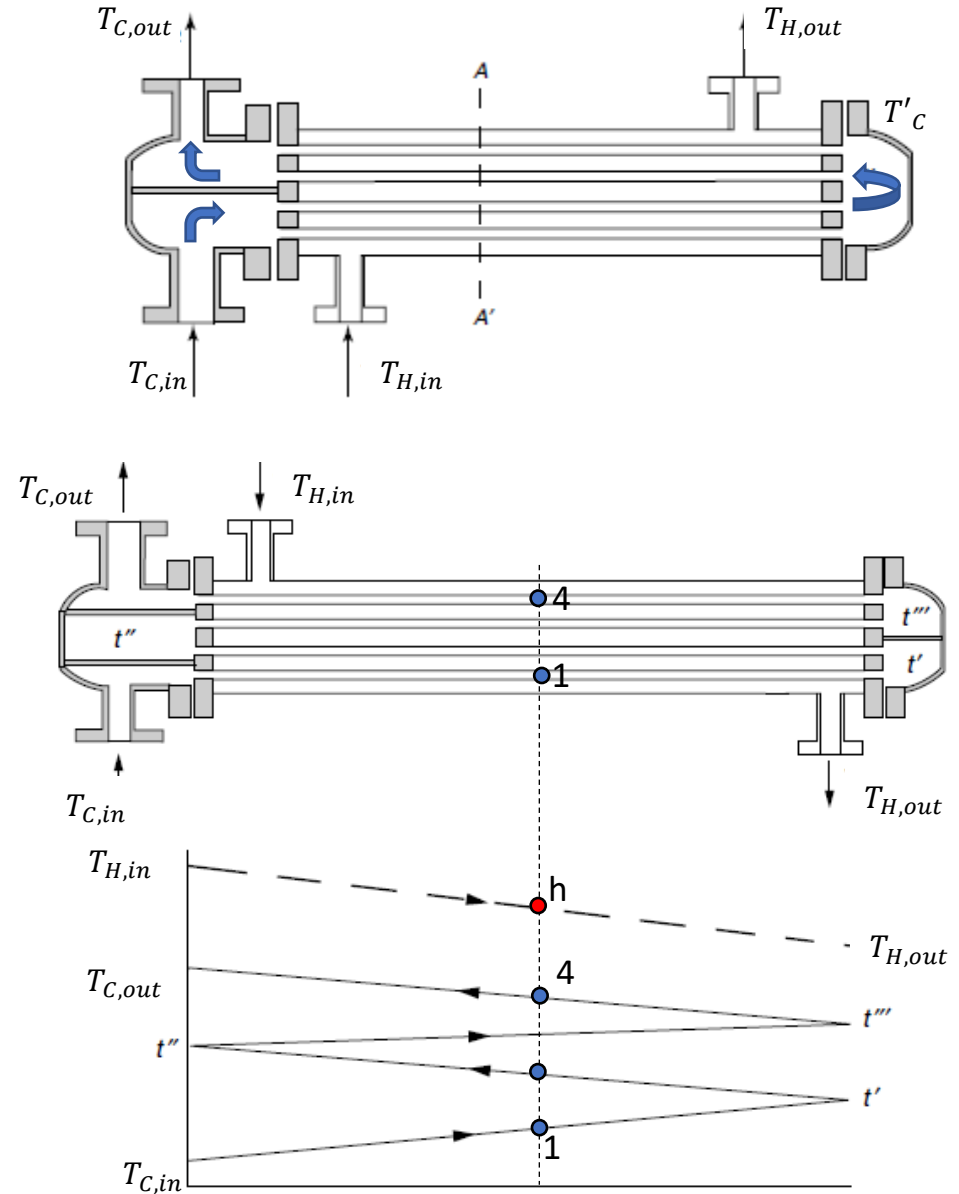
Entonces, si los coeficientes de película para todos los tubos son iguales, el fluido del lado del tubo también se calentará o enfriará uniformemente en todos los tubos porque estarán expuestos a las mismas temperaturas externas, en cualquier sección transversal AA'; **en esta sección, la temperatura de cada fluido es uniforme, y la evolución de la temperatura se puede representar mediante los diagramas térmicos vistos y es válido utilizar la LMTD utilizada para los IQDT.** Ver Gardner - Taborak 1977 Mean Temperature Difference: A Reappraisal para excepciones a esta condición

Intercambiadores STHE de paso múltiple por tubo Consideraciones para el diseño STHE 1-2, 1-4...

En un STHE que presenta más de un paso en los tubos, ya no es posible considerar una única temperatura para cada fluido en una sección transversal.

En el STHE 1-2, para el fluido frío, la trayectoria $T_{C,in}$ a T'_C es en cc, en tanto desde T'_C a $T_{C,out}$ es en ctc. En cada sección transversal AA' no se tendrá los mismos ΔT . El área de transferencia necesaria para un determinado servicio térmico es siempre menor en disposiciones *ctc* que en *cc*.

La misma situación para un STHE 1-4. En cualquier punto de transferencia (h), identificable en un área transversal, la fuerza impulsora ΔT es sucesivamente menor con el incremento de los pasos: $\Delta T_{h \rightarrow 1} > \dots > \Delta T_{h \rightarrow 4}$. Esto conduce a que las pendientes desde $T_{C,in}$ a t' , t' a t'' sean también sucesivamente menores.



Intercambiadores STHE de paso múltiple por tubo Consideraciones para el diseño

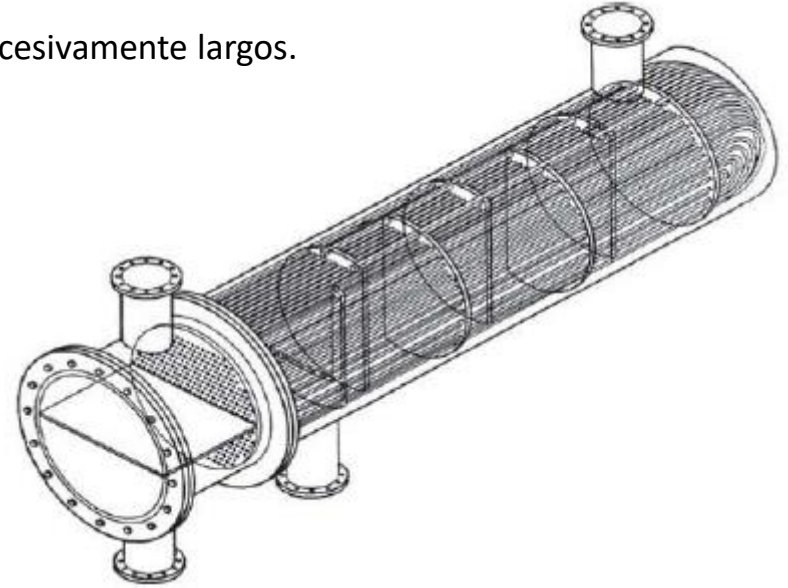
Con la misma velocidad de fluido y área de transferencia de calor, la configuración una configuración 1-1 tendría una longitud de tubos dos veces mayor que una configuración 1-2 y cuatro veces mayor que la configuración 1-4. Los tubos podrían ser excesivamente largos.

Con el fin de mantener la simplicidad de la ecuación de diseño basado en LMTD se propone

$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m = UA_T F_t LMTD_{ctc}$$

ΔT_m : *effective mean temperature difference*

donde $0 < F_t \leq 1$ es el factor de corrección. Es menor que 1, porque $\Delta T_m < LMTD_{ctc}$.



Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño Evaluación de F_t

F_t depende del tipo de unidad (número pasos) y las temperaturas de entrada y salida. Un intercambiador de calor con un paso en coraza y dos pasos en tubo (1-2) tiene aproximadamente el mismo F_t que una unidad de 1-4, 1-6 o 1-8 con las mismas temperaturas de entrada y salida.

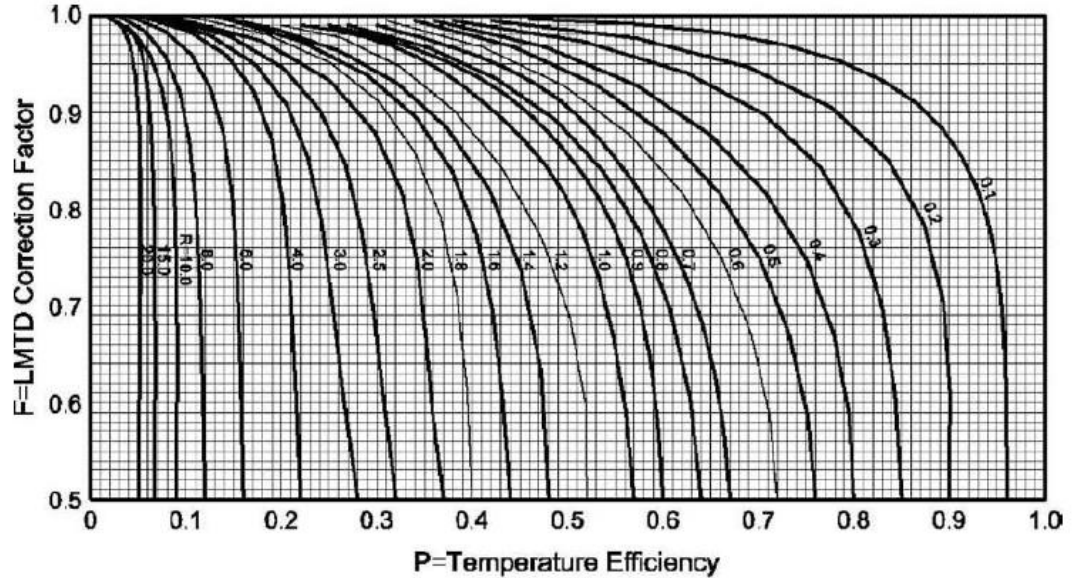
F_t función débil del número de pasos por tubo (siempre que sea par).

F_t son distintos para las configuraciones 1-2, 2-4, 3-6, 4-8, etc.

Por lo que el valor correspondiente al mismo número de pasos por coraza debe utilizarse independientemente del número de pasos por tubo.

t: tubo

s: Shell



	MTD CORRECTION FACTOR		
	1 Shell Pass	2 Or More Tube Passes	
	$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$	$\Delta t_0 = \Delta t_{100} \times F$

$$R = \frac{\dot{m}_t c_{Pt}}{\dot{m}_s c_{Ps}} = \frac{C_t}{C_s} = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{T_{C,out} - T_{C,in}} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

relación de cargas térmicas (*heat capacity rate*)

$$P = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,in}} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_{max}} \quad \text{efectividad térmica}$$

Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño Evaluación de F_t

$$R = \frac{\dot{m}_C c_{PC}}{\dot{m}_H c_{PH}} = \frac{C_C}{C_H} = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{T_{C,out} - T_{C,in}} \quad 0 \leq R \leq \infty \quad \text{relación de cargas térmicas (heat capacity rate)}$$

$R = 0$ corresponde a cambio de fase en el *fluido caliente* $R = \infty$ corresponde a cambio de fase en el fluido frío $F = 1$ en ambos casos

$$P = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,in}} = \frac{\Delta T_C}{\Delta T_{max}} \quad 0 \leq P \leq 1 \quad \text{efectividad térmica}$$

$$S = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \quad W = \left(\frac{1 - PR}{1 - P} \right)^{\frac{1}{n_{ps}}} \quad F_t = \frac{S \ln W}{\ln \left[\frac{1 + W - S + SW}{1 + W + S - SW} \right]} \quad n_{ps} \text{ número de pasos por coraza}$$

$$\dot{q} = UA_T \Delta T_m \quad \Delta T_m = F_t LMTD_{ctc}$$

$$R = 1 \rightarrow F_t = 0 \rightarrow A_t \rightarrow \infty \quad F_t = \frac{\sqrt{2} \frac{1 - W'}{W'}}{\ln \left[\frac{1 - W' + \frac{1}{\sqrt{2}}}{W' - \frac{1}{\sqrt{2}}} \right]}$$

$$W' = \frac{n_{cz} - n_{cz}P}{(n_{cz} - n_{cz}P + P)}$$

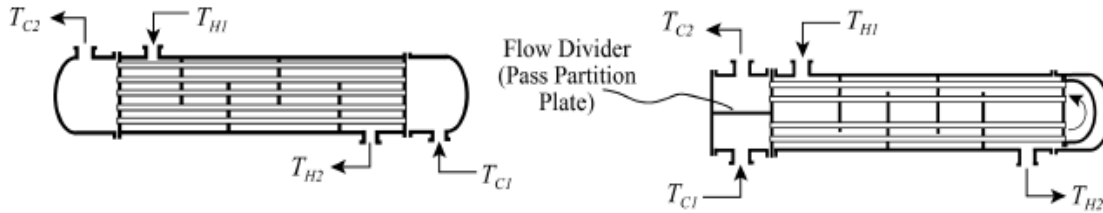
$$\Delta T_m = F_t (T_{H,out} - T_{C,in})$$

Bowman, R. A. (1936). *Mean Temperature Difference Correction in Multipass Exchangers*. *Industrial & Engineering Chemistry*, 28(5), 541-544.
doi:10.1021/ie50317a009

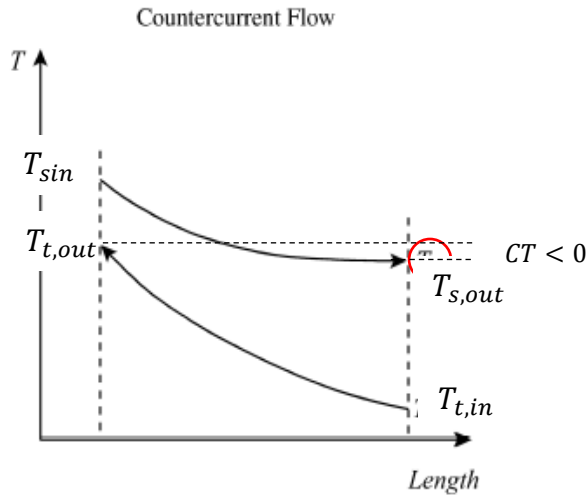
10.1021/ie50317a009

deducción Kern_imp p174

Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño Evaluación de F_t ; cruce de temperaturas

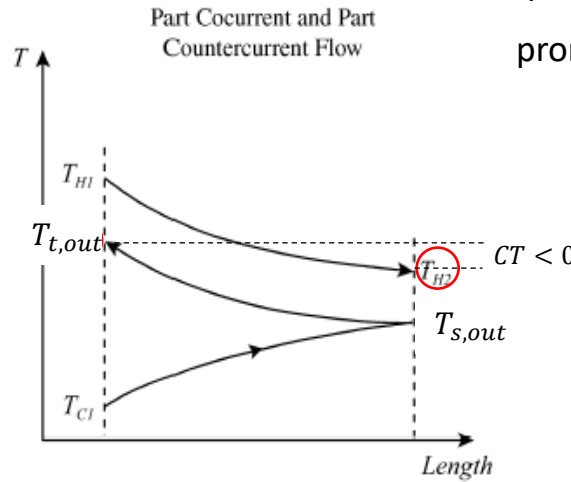


Cualquier intercambiador con $F_t > 0$ puede teóricamente funcionar; Notar que las pendientes son muy pronunciadas para $F_t < 0,75$.



(a) 1-1 Heat Exchanger.

$CT < 0$ STHE 1-1



(b) 1-2 Heat Exchanger.

$CT < 0$ STHE 1-2

$CT = T_{s,out} - T_{t,out}$ $CT > 0$ aproximación de temperaturas $CT < 0$ cruce de temperaturas

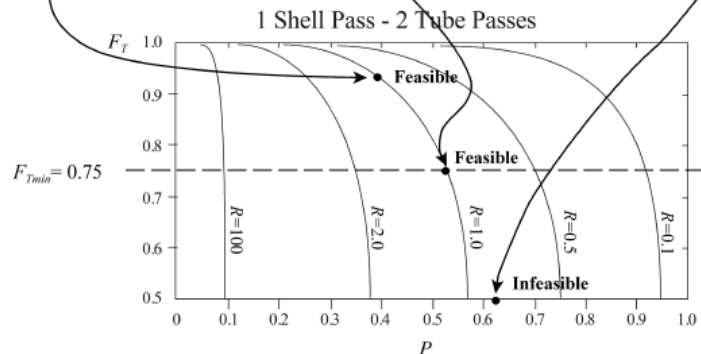
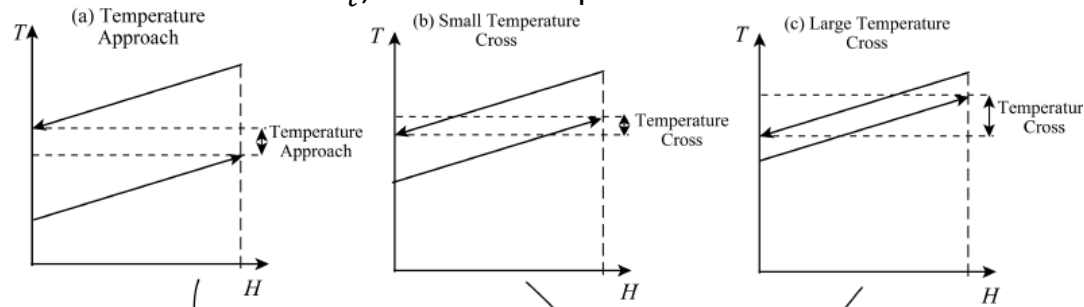
$$P = \frac{T_{t,out} - T_{t,in}}{T_{s,in} - T_{t,in}} = \frac{T_{t,out} - T_{t,in} + \overbrace{T_{s,out} - T_{s,out}}}{T_{s,in} - T_{t,in}} = \frac{T_{s,out} - T_{t,in} - (T_{s,out} - T_{t,out})}{T_{s,in} - T_{t,in}} = \frac{T_{s,out} - T_{t,in} - CT}{T_{s,in} - T_{t,in}}$$

Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño Evaluación de F_t ; cruce de temperaturas

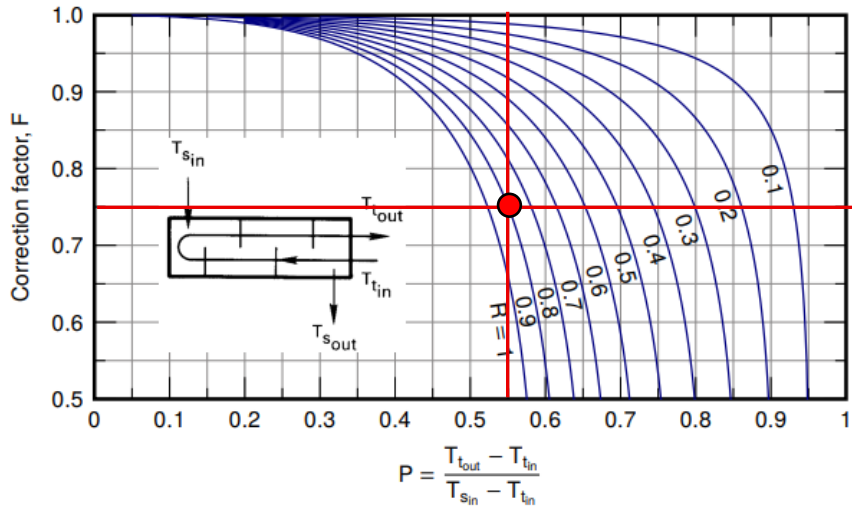
$$P = \frac{T_{t,out} - T_{t,in}}{T_{s,in} - T_{t,in}} = \frac{\Delta T_t}{\Delta T_{max}}$$

A un dado $R, CT < 0; \uparrow CT \rightarrow \uparrow P \rightarrow \downarrow F_t \rightarrow \downarrow \Delta T_m$;
dramático incremento del área necesaria de
transferencia A_T (no factible)

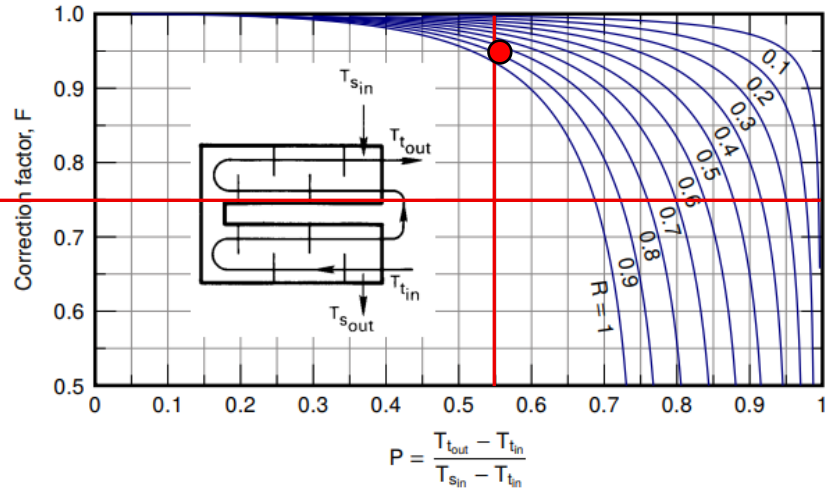
No es conveniente trabajar con $F_t < 0,75$. Es
conveniente incrementar el numero de pasos por *Shell*,
obteniendo mayores F_t .



F_t para 1-2, 1-4, 1-6... STHE



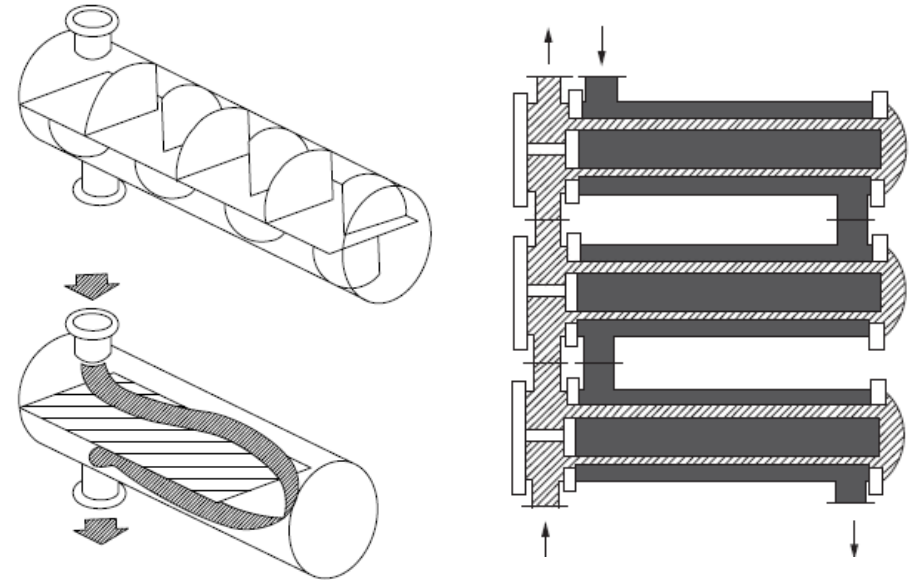
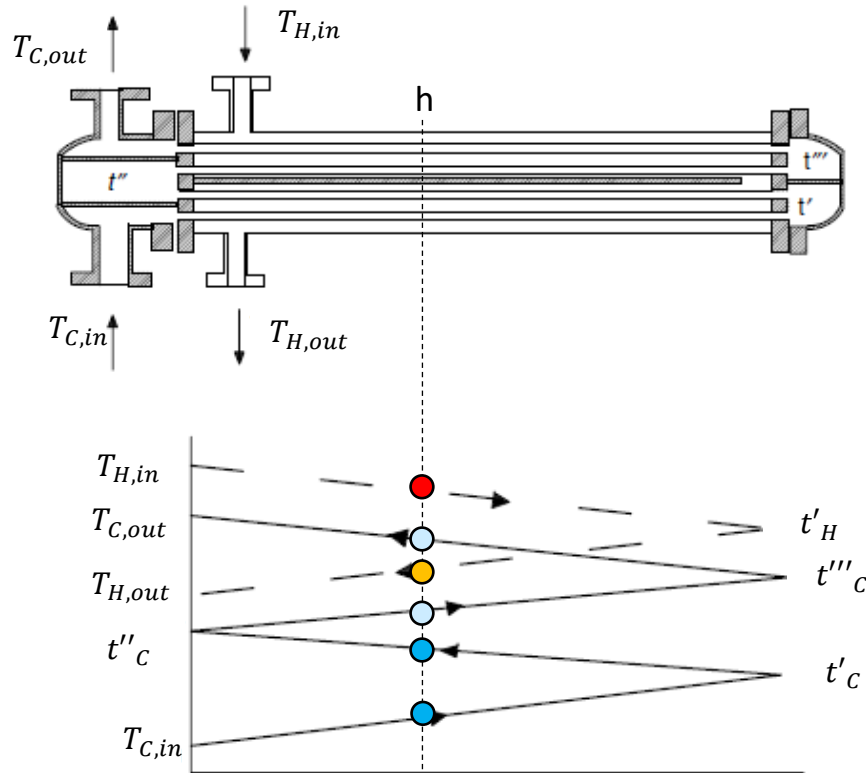
F_t para 2-4, 2-6,... STHX



En el ejemplo: configuración 1-4 R: 0,9; P:0,55; F:0,75. : configuración 2-4 R: 0,9; P:0,55; F:0,95.

Intercambiadores STHE Consideraciones para el diseño Evaluación de F_t ; cruce de temperaturas.

En un STHE 2-4 se presenta cruce de temperatura con $T_{H,out} < T_{C,out}$. En cualquier punto de transferencia (h), el primer paso del fluido caliente $T_{H,in} \rightarrow t'_H$ está en contacto con los dos últimos pasos del fluido frío, $t'''_C \rightarrow T_{C,out}$ y $t''_C \rightarrow t'''_C$; en tanto que el segundo $t'_H \rightarrow T_{H,out}$ está en contacto con los dos pasos más fríos del fluido del lado del tubo, $t'_C \rightarrow t''_C$ y $T_{C,in} \rightarrow t'_C$.



STHE Convección forzada COEFICIENTE PELICULAR en el lado del tubo h_i

n_{pi} : número de pasos lado tubo; $\frac{N_{tubos}}{n_{pi}} = n_{tp}$ número de tubos por paso $A_{tp} = \frac{\pi D_i^2 N_{tubos}}{4 n_{pi}}$ $\dot{G}_i = \frac{\dot{m}_i}{A_{tp}} = \frac{4n_{pi}\dot{m}_i}{\pi D_i^2 N_{tubos}}$

L_t : longitud de un tubo D_i : diámetro interno del tubo

$Re_i = \frac{D_i \rho_i \bar{v}_i}{\mu_i} = \frac{D_i \dot{G}_i}{\mu_i}$ $Nu_i = \frac{h_i D_i}{\kappa_i}$ $Pr_i = \frac{c_{Pi} \mu_i}{\kappa_i}$ $\frac{L_t}{D_i}$ $\frac{\mu_i}{\mu_{wall}}$

Número de Reynold Número de Nüsselt Número de Prandtl Relación de longitudes Relación de viscosidad

Correlación de Sieder y Tate (CST)

$Nu_i = a Re_i^\alpha Pr_i^\beta \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wall,i}}\right)^\gamma \left(\frac{D_i n_{tp}}{L_t}\right)^\delta$

Flujo	a	α	β	γ	δ
Laminar $Re < 2100$ *	1,86	0,33	0,33	0,14	0,33
Turbulento $Re > 10000$ *	0,023**	0,80	0,33	0,14	0,00

$$Nu_i = \left[3,66 + \frac{0,0668 Re_i Pr_i \left(\frac{D_i n_{tp}}{L_t}\right)}{1 + 0,40 \left(Re_i Pr_i \left(\frac{D_i n_{tp}}{L_t}\right)\right)^{\frac{2}{3}}} \right]$$

Correlación de Hausen $Re < 2100$

$St = \frac{Nu}{Re.Pr} = E Re_i^{-0,205} Pr_i^{-0,505}$ $E = 0,22 \exp[-0,0225(\ln Pr_i)^2]$ Correlación de Butterworth $Re > 10000$

La correlación de Gnielinsky – Filonenko también es utilizada

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$
 $2300 \leq Re \leq 5.10^6$ $0,6 \leq Pr \leq 2000$

STHE CAIDA DE PRESIÓN en el lado del tubo ΔP_{Ti}

Para el cómputo de la caída de presión en el interior del tubo, se consideran dos efectos

1. La caída de presión a lo largo de los tubos
$$\Delta P_i = f_D n_{pi} \frac{L_t}{D_i} \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho_i} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wall}} \right)^{-\gamma}$$

2. La caída de presión debido al cambio de dirección en los cabezales o canales del intercambiador.

$$\Delta P_r = 4(n_{pi}) \frac{\dot{G}_t^2}{2\rho_t}$$

La caída de presión total en el interior del tubo, es la suma de ambos efectos

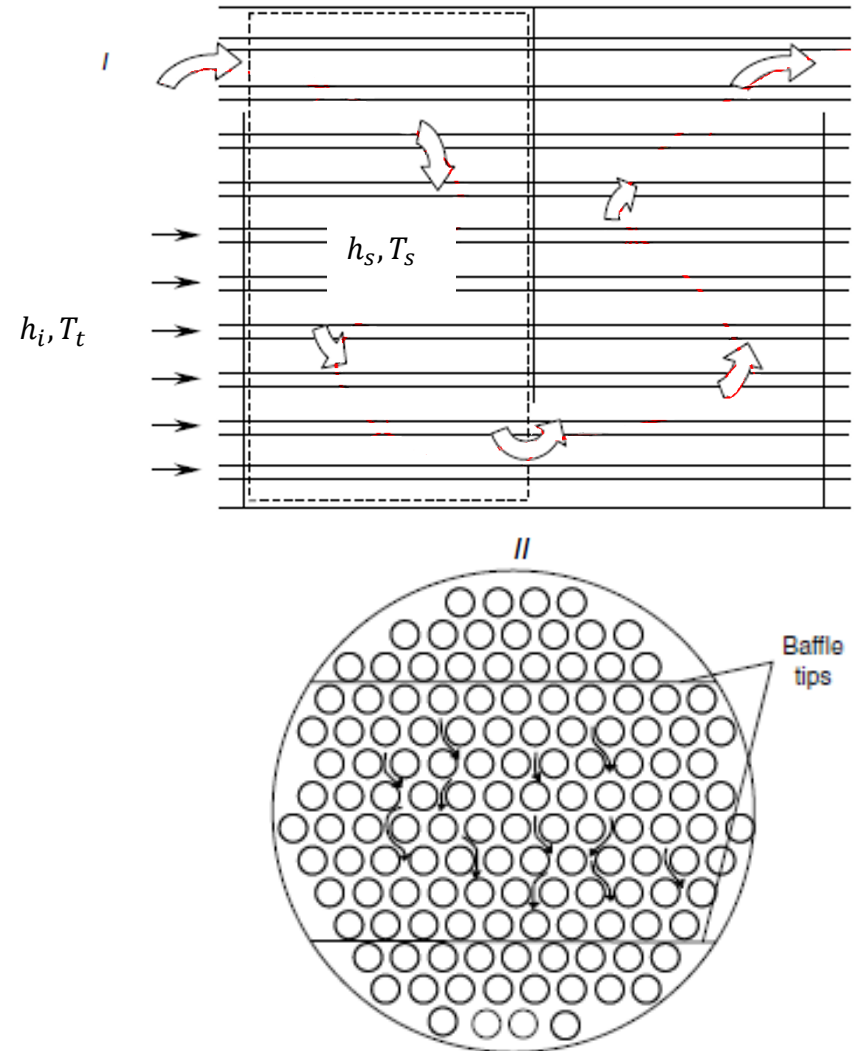
$$\Delta P_{Ti} = \Delta P_i + \Delta P_r = \frac{\dot{G}_i^2}{2\rho_i} \left[f_D n_{pi} \frac{L_t}{D_i} \left(\frac{\mu_i}{\mu_{wall}} \right)^{-\gamma} + 4(n_{pi}) \right]$$

f_D es el factor de Darcy

$$f_i = 0,4137 Re_i^{-0,2585} \quad Re_i \geq 3000$$

En el flujo del lado del *shell* debe considerarse que:

- En la región entre dos deflectores consecutivos, la dirección del flujo principal es normal a los tubos.
- La velocidad del fluido está sujeta a fluctuaciones continuas debido a la reducción del área de flujo cuando el fluido cruza una fila de tubos, en comparación con el área de flujo en el espacio entre dos filas consecutivas.
- El ancho de la sección normal al flujo de la coraza cambia de cero en la parte inferior y superior de la carcasa, a un máximo en el plano central.
- No es posible definir un valor único para el área de flujo. La definición del área de flujo debe ser arbitraria.



STHE Convección forzada COEFICIENTE PELICULAR en el lado coraza (*Shell*) h_s



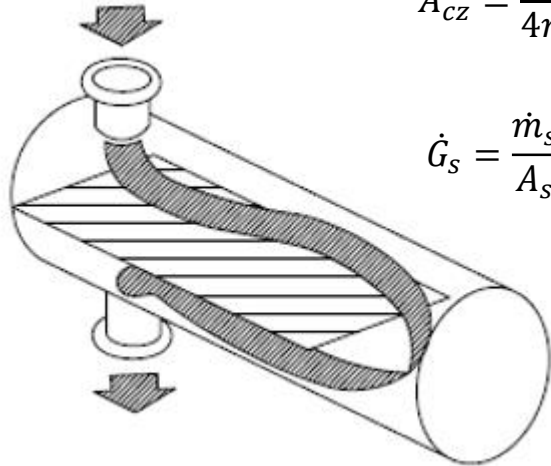
Donald Q. Kern
1914-1971

Procedimiento de Kern: considera un área de flujo que se corresponde con una fila de tubos hipotética en el plano central de la carcasa; c es el claro o longitud libre al flujo y A_s área de flujo de coraza; D_s diámetro interno de coraza n_{ps} : número de pasos por coraza

Definición de masa velocidad determinada según flujo transversal a banco de tubos

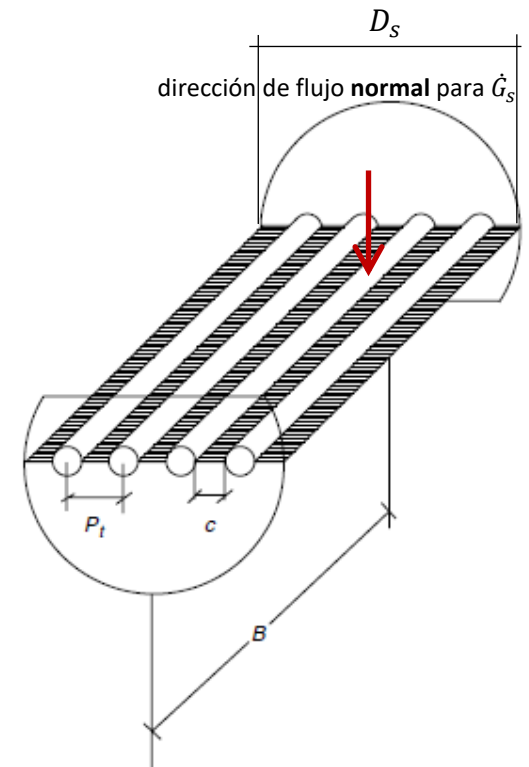
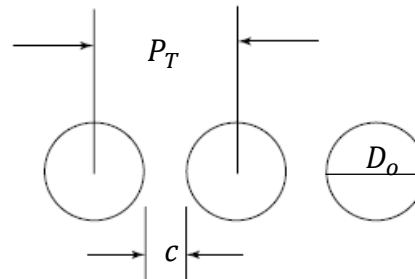
$$\text{numero de claros} \approx \frac{D_s}{P_t} \Rightarrow A_s \approx \frac{D_s c B}{P_t n_{ps}} \Rightarrow \dot{G}_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} = n_{ps} \frac{\dot{m}_s P_t}{D_s c B}$$

Definición de masa velocidad en ausencia de deflectores ($n_{cz} = 2$)



$$A_{cz} = \frac{\pi}{4n_{ps}} (D_s^2 - N_{tubos} D_o^2)$$

$$\dot{G}_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$$





Donald Q. Kern
1914-1971

Definición de diámetro equivalente para transferencia de calor

$$D_{eqs} = 4 \frac{\text{área de flujo}}{\text{perímetro mojado}}$$

D_{eqs} es evaluado en la dirección del eje del *shell*

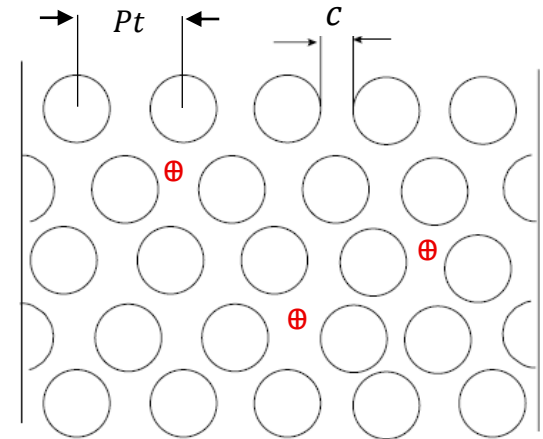
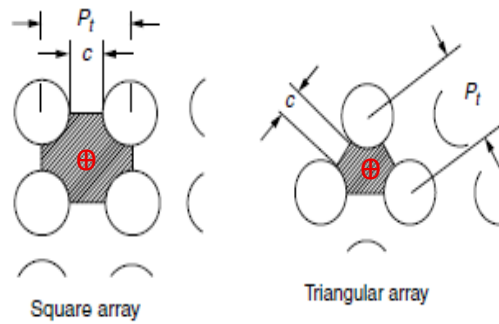
$$D_{eqs\pi} = 4 \frac{\left(P_T^2 - \frac{\pi D_o^2}{4}\right)}{\pi D_o}$$

Arreglo cuadrado

$$D_{eqs\Delta} = 4 \frac{\left(0,5P_T \cdot 0,86P_T - 0,5 \frac{\pi D_o^2}{4}\right)}{0,5\pi D_o}$$

Arreglo triangular

dirección de flujo para transferencia de calor

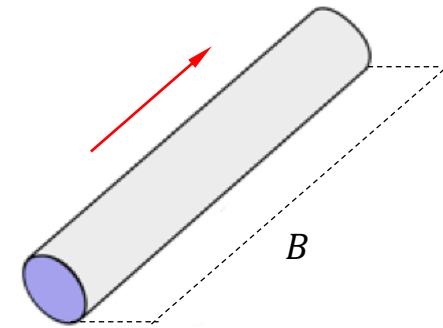


$$A_s = \frac{D_s c B}{n_{ps} P_T}$$

$$\dot{G}_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} = \frac{n_{ps} P_T \dot{m}_s}{D_s c B} \quad Re_s = \frac{D_{eqs} \dot{G}_s}{\mu_s} \quad Nu_s = \frac{h_s D_{eqs}}{\kappa_s}$$

Banco ideal de tubos:

$c = P_t - D_o$: Longitud libre entre tubos, B : Distancia entre deflectores; P_t : Pitch o distancia entre centros de tubos; D_o diámetro exterior de los tubos.



STHE Convección forzada COEFICIENTE PELICULAR en el lado coraza (Shell) h_s



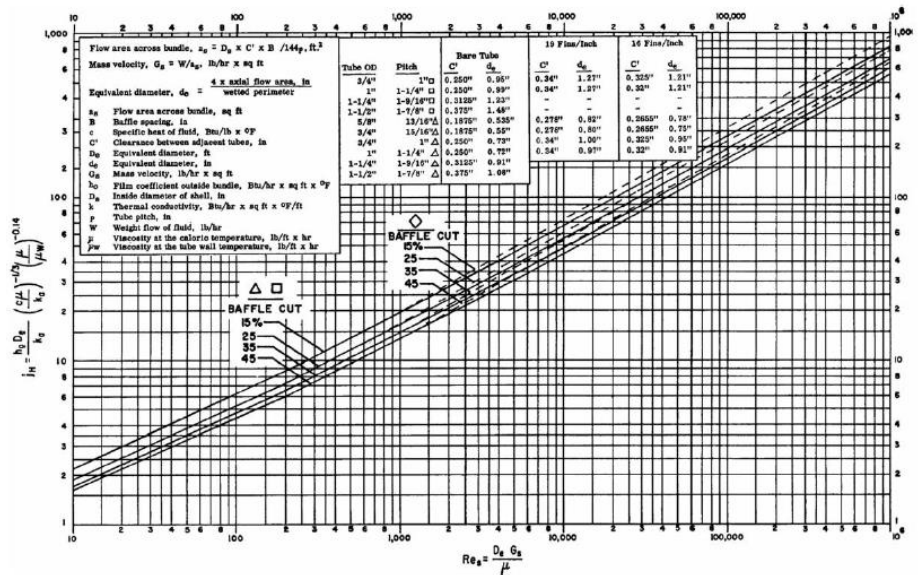
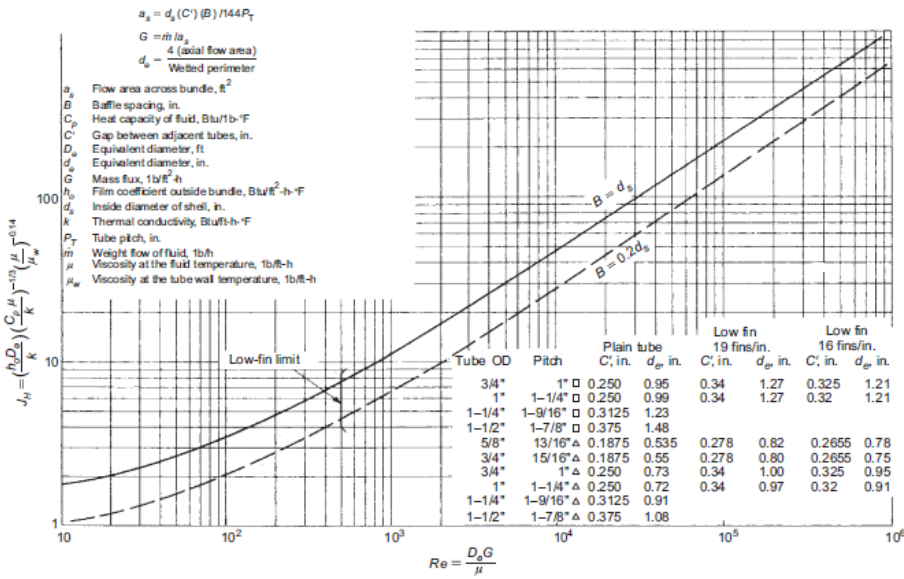
Donald Q. Kern
1914-1971

La correlación sugerida por *McAdams* para una coraza con deflectores segmentados cortados al 25%

$$Re_s = \frac{D_{eqs} \dot{G}_s}{\mu_s} \quad Pr_s = \frac{C_{Ps} \mu_s}{\kappa_s} \quad Nu_s = \frac{h_s D_{eqs}}{\kappa_s} \quad \frac{h_s D_{eqs}}{\kappa_s} = 0,36 Re_s^{0,55} Pr_s^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{wall,s}} \right)^{0,14}$$

$$2 \cdot 10^3 < Re_s < 1 \cdot 10^6$$

Correlación gráfica
$$j_H = \frac{h_o D_{eqs}}{\kappa_s} (Pr)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall,s}} \right)^{-0,14} \leftrightarrow \Phi \left(Re_s = \frac{D_{eqs} \dot{G}_s}{\mu_s} \right)$$



Con deflectores de segmento único con un corte del 20%; (esta correlación es la preferida en el método de Delaware simplificado)

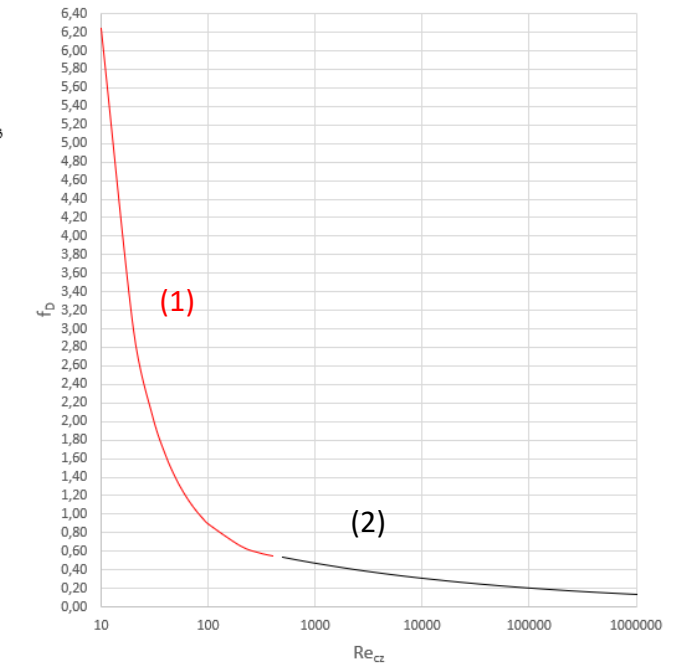
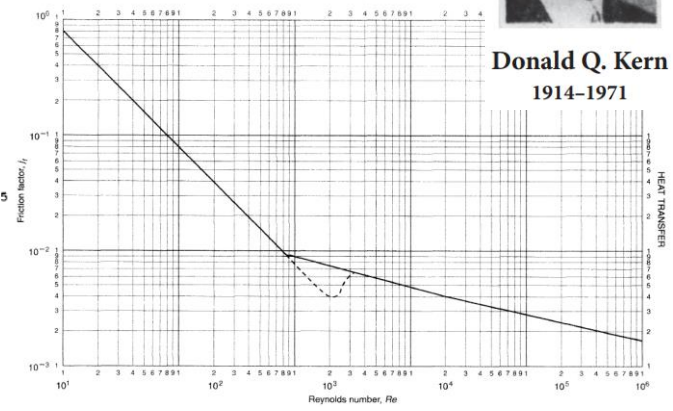
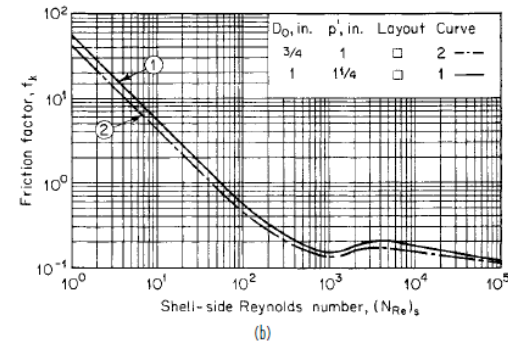
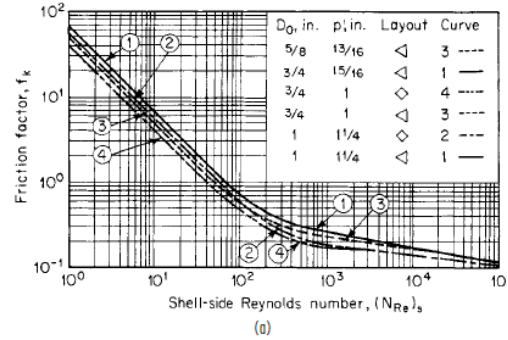
$$j_H = 0,5 \left(1 + \frac{B}{D_s} \right) (0,08 Re_s^{0,6821} + 0,7 Re_s^{0,1772}) \quad h_s = j_H \left(\frac{\kappa_s}{D_{eqs}} \right) (Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall,s}} \right)^{0,14}$$

STHE Convección forzada CAÍDA DE PRESIÓN en el lado coraza (*Shell*) ΔP_{CZ}



Donald Q. Kern
1914-1971

Según Kern, la caída de presión en el fluido de la coraza es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos. Si N_B es el número de deflectores, el fluido de la coraza cruza el paquete $N_B + 1$ veces. La caída de presión es proporcional a la longitud del camino en cada cruce de haz, que puede representarse por el diámetro de la coraza. Por lo que la trayectoria total recorrida por el fluido del *shell* es $(N_B + 1)D_s$



$$\Delta P_s = n_{ps} f_D \frac{(N_B + 1) D_s}{D_{eqs}} \frac{\dot{G}_s^2}{2 \rho_s} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{wall,s}} \right)^{-0,14} (N_B + 1) = \frac{L_t}{B}$$

$$f_D = \exp\{5,1858 - 1,7645 \ln(Re_s) + 0,13357 [\ln(Re_s)]^2\} \quad (1) \quad Re_s < 400$$

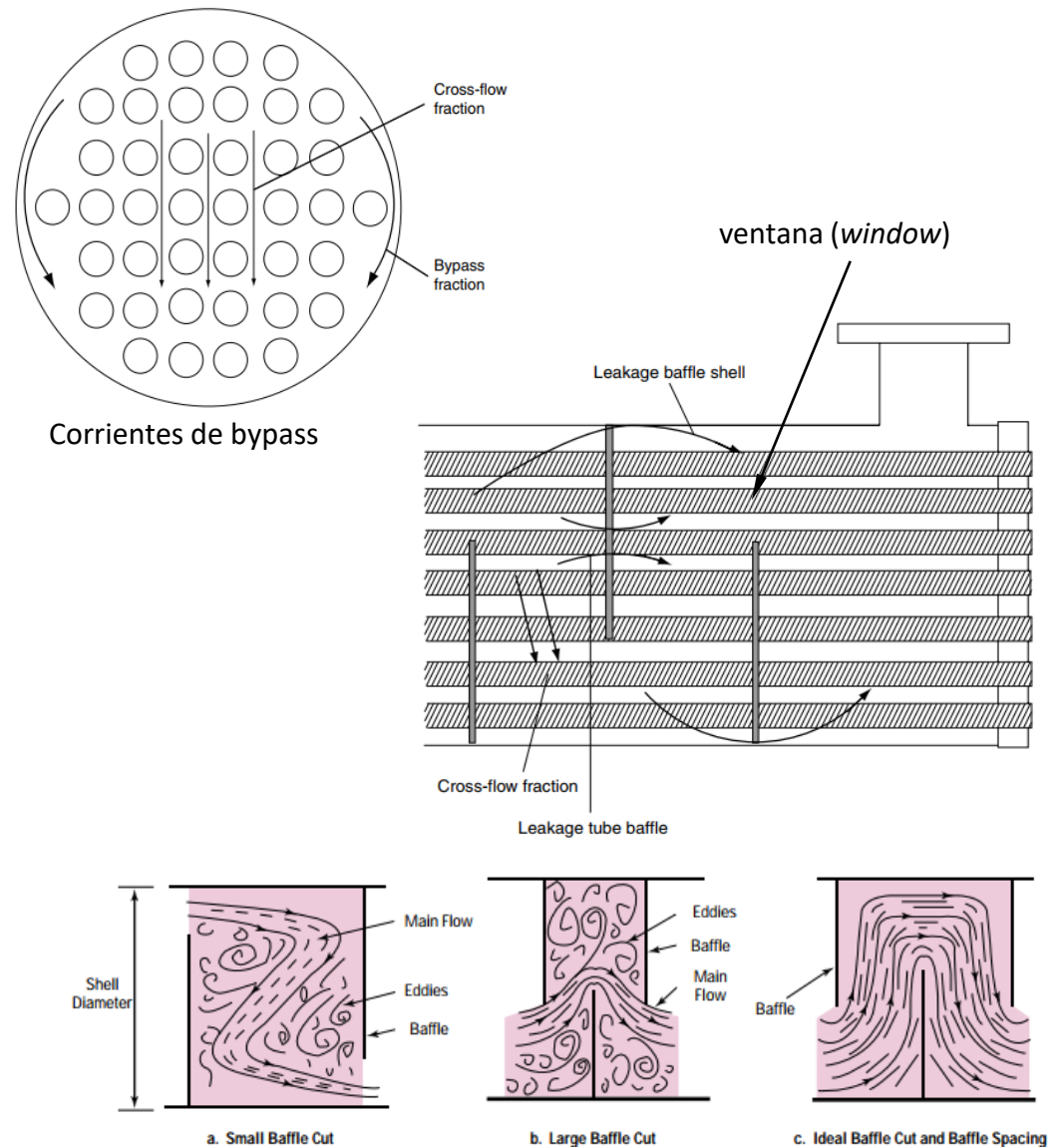
$$f_D = 1,728 (Re_s)^{-0,188} \quad (2) \quad 400 < Re_s < 1.10^6$$

$$\ln f_D = \ln(1,728) - 0,188 (Re_s) = 0,547 - 0,188 (Re_s)$$

STHE Convección forzada COEFICIENTE PELICULAR en el lado coraza (*Shell*) h_s . Defectos del procedimiento de Kern

El procedimiento de Kern para evaluar h_s es un cálculo simplificado:

- 1) asume que el flujo por coraza es siempre perpendicular a los tubos; sin embargo, en la ventana limitada por el deflector y el *shell*, el flujo es paralelo.
- 2) parte del flujo escurre en el espacio lateral existente entre el paquete de tubos y la superficie interior de la coraza, por presentar menor resistencia (*bypass stream*)
- 3) se presentan fugas en la unión deflector coraza y en la unión tubo –deflector.
- 4) el corte del deflector y su espaciado determinan las características del escurrimiento.
- 5) el espaciado entre deflectores variables en las secciones de entrada y salida del STHE.



STHE Convección forzada COEFICIENTE PELICULAR en el lado coraza (*Shell*) h_s . Análisis de escurrimiento

Se identifican 5 corrientes:

La corriente A corresponde a pérdida o fuga a través del *gap* entre tubo y deflector.

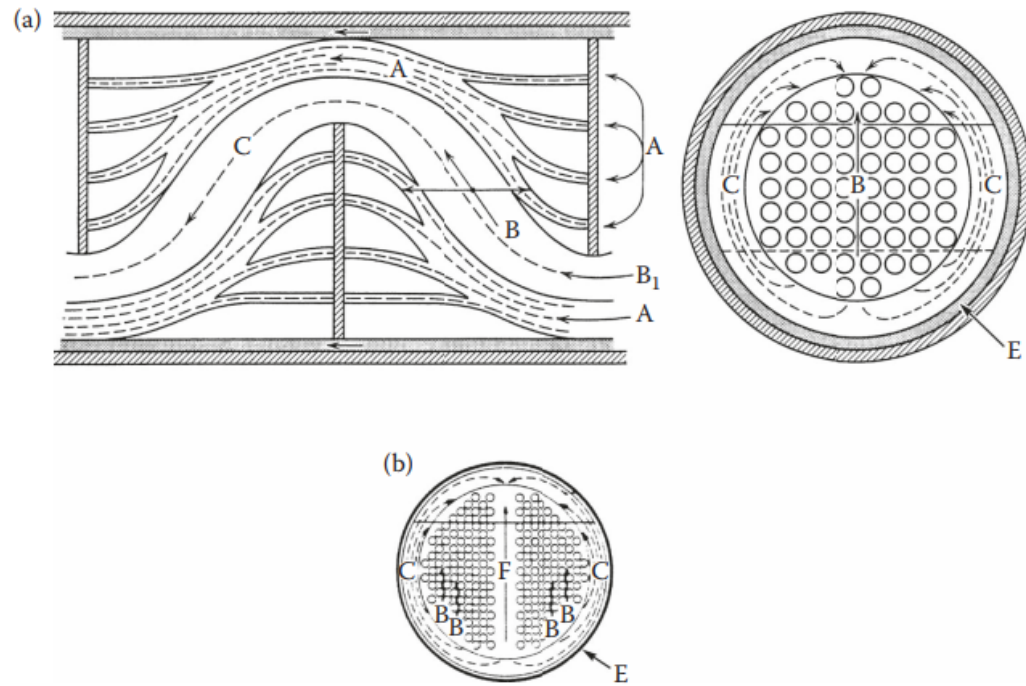
La corriente B, es la corriente de shell principal a través del paquete de tubos.

La corriente C es el bypass que escurre alrededor del paquete de tubos, entre el perímetro exterior del paquete de tubos y el lado interno del *shell*.

La corriente E corresponde a pérdida o fuga a través del *gap* entre deflector y pared interna del *shell*.

La corriente F escurre a través de los canales de división de paso entre tubos del paquete

El procedimiento de Bell-Delaware, toma en cuenta los efectos de estas corrientes en el cómputo de h_s





Cómputo de h_s

En este procedimiento, la corriente B es la principal; las otras, reducen el escurrimiento B, alterando el perfil de temperatura y disminuyendo h_s .

$$D_{bdl} = D_o \left(\frac{N_t}{a} \right)^{1/b}$$

$$A_{sD} = B \left[(D_s - D_{bdl}) + \frac{(D_{bdl} - D_o)}{P_{t,ef}} (P_t - D_o) \right]$$

$$\dot{G}_s = \frac{\dot{m}_s}{A_{sD}}$$

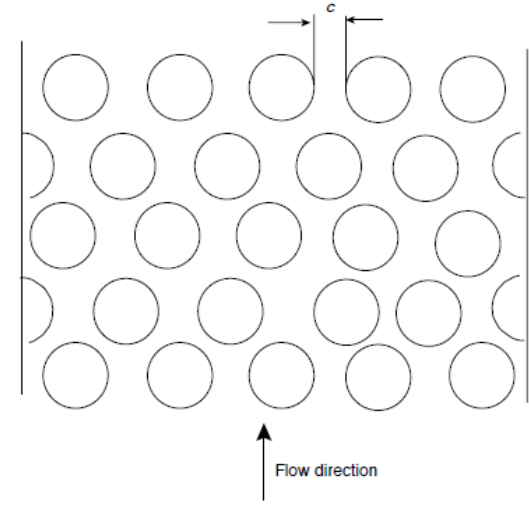
$$Pr_s = \frac{c_{Ps} \mu_s}{\kappa_s}$$

$$h_{id} = j_{id} c_{Ps} \dot{G}_s (Pr_s)^{-2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{wall,s}} \right)^{0,14}$$

$$h_s = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r$$

Arrows in the original image point from the equations to the corresponding terms in the final h_s equation.

$P_{t,ef} = P_t$ arreglo cuadrado
 $P_{t,ef} = P_t \sqrt{3}/2$ arreglo triangular



j_{id} es el factor j de Colburn para un banco de tubos ideal.

J_c es el factor de corrección para el corte y espaciado del deflector; toma en cuenta la transferencia de calor en la ventana; $0,53 < J_c < 1,15$; los valores mayor y menor corresponden a grandes cortes y pequeños cortes (ventanas pequeñas) de deflector. **$J_c \approx 0,84$**

J_l toma en cuenta el efecto de fuga tubo / deflector y shell / deflector (corrientes A y E) $0,7 < J_l < 0,8$. **$J_l \approx 0,75$**

J_b toma en cuenta el efecto bypass por gap que originan las corrientes C y F. $0,7 < J_b < 0,9$. **$J_b \approx 0,80$**

J_s es el factor de corrección para el espaciado de deflectores en el ingreso y egreso al shell $0,85 < J_s < 1,0$. **$J_s \approx 0,925$**

J_r aplica si $Re_s < 100$

Efectos combinados: $J_c J_l J_b J_s J_r \approx 0,6$

Cómputo de h_s

$$j_{id} = a_1 \left(\frac{1,33D_o}{P_T} \right)^a Re_s^{a_2}$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14Re_s^{a_4}}$$

$$Re_s = \frac{D_o \dot{G}_s}{\mu_s}$$



ICHEM^E
www.icheme.org/journals
doi: 10.1205/ched.03192

0263-8762/05/\$30.00+0.00
© 2005 Institution of Chemical Engineers
Trans IChemE, Part A, May 2005
Chemical Engineering Research and Design, 83(A5): 539-550

A COMPACT FORMULATION OF THE BELL-DELAWARE
METHOD FOR HEAT EXCHANGER DESIGN
AND OPTIMIZATION

M. SERNA¹ and A. JIMÉNEZ^{2*}

Layout Angle	Reynolds Number	Coefficients							
		a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	+ 0.022		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Evaluación de J_c

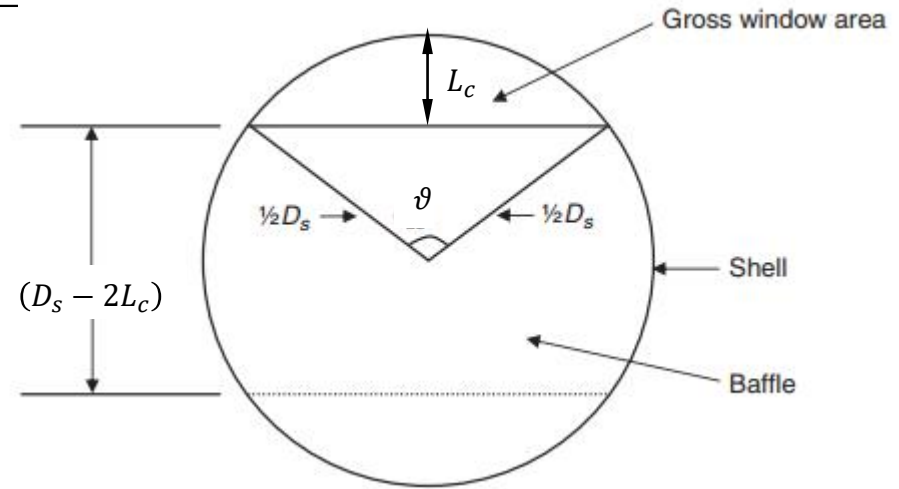


$$\phi = \frac{(D_s - 2L_c)}{D_{bdl}}$$

$$\vartheta = 2 \cos^{-1}(\phi)$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2\phi \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) - \vartheta \right]$$

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c$$



J_c es el factor de corrección para el corte y espaciado del deflector; toma en cuenta la transferencia de calor en la ventana; $0,53 < J_c < 1,15$; los valores mayor y menor corresponden a grandes cortes y pequeños cortes (ventanas pequeñas) de deflector. $J_c \approx \mathbf{0,84}$

Cómputo de caída de presión

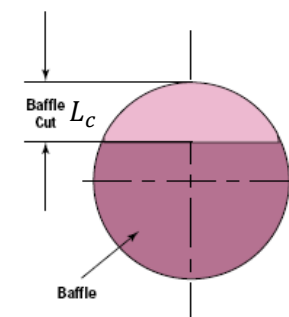
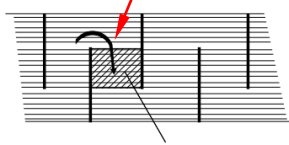
$$N_{cw} = \frac{0,8L_c}{P_{t,ef}} \quad L_c : \text{Baffle cut}$$

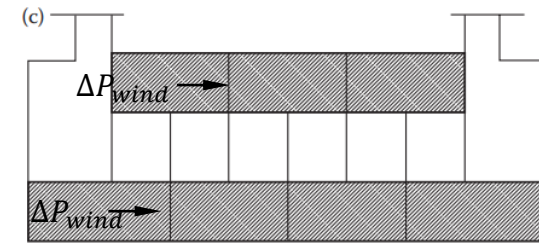
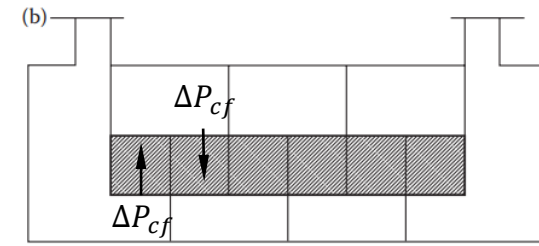
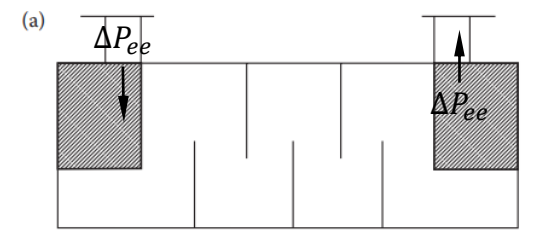
$$\Delta P_{wind} = n_{ps} \left[\frac{\dot{m}_s^2 (2 + 0,6N_{cw})}{2\rho_s A_{SD} A_{win}} \right] N_B R_l$$

$$\Delta P_s = \Delta P_{cf} + \Delta P_{wind} + \Delta P_{ee} \quad N_B = \frac{L_t}{B} - 1$$

$$\Delta P_{cf} = \Delta P_{bi} (N_B - 1) R_l R_b$$

$$\Delta P_{bi} = n_s 4 f_{id} \frac{\dot{G}_s^2}{2\rho_s} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{wall,s}} \right)^{-0,14}$$

$$f_{id} = b_1 \left(\frac{1,33D_o}{P_T} \right)^b Re_s^{b_2} \quad b = \frac{b_3}{1 + 0,14 Re_s^{b_4}}$$





R_l factor de corrección por fuga en deflector (corrientes A y E); $0,4 < R_l < 0,5$

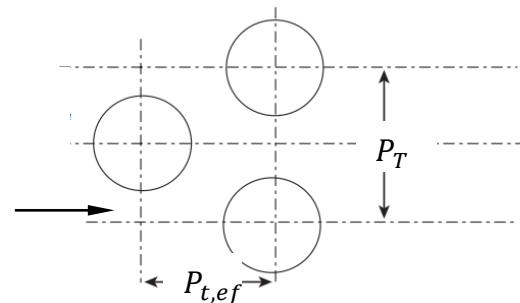
R_b factor de corrección por bypass (corrientes C y F); $0,5 < R_b < 0,8$

ΔP_{ee} no será aquí considerado (*entrance - exit*)

$P_{t,ef} \equiv P_T$ para arreglo cuadrado

$P_{t,ef} = P_T \frac{\sqrt{3}}{2}$ para arreglo triangular

N_{cw} nro. efectivo de tubos en cada ventana



Procedimientos más sofisticados están bajo licencia (por ejemplo, HTRI : Heat Transfer Research, Inc.).



$$A_{sD} = B \left[(D_s - D_{bdl}) + \frac{(D_{bdl} - D_o)}{P_{t,ef}} (P_t - D_o) \right]$$

Evaluación de A_{win}

$$\phi = \frac{(D_s - 2L_c)}{D_{bdl}}$$

$$\vartheta = 2 \cos^{-1}(\phi)$$

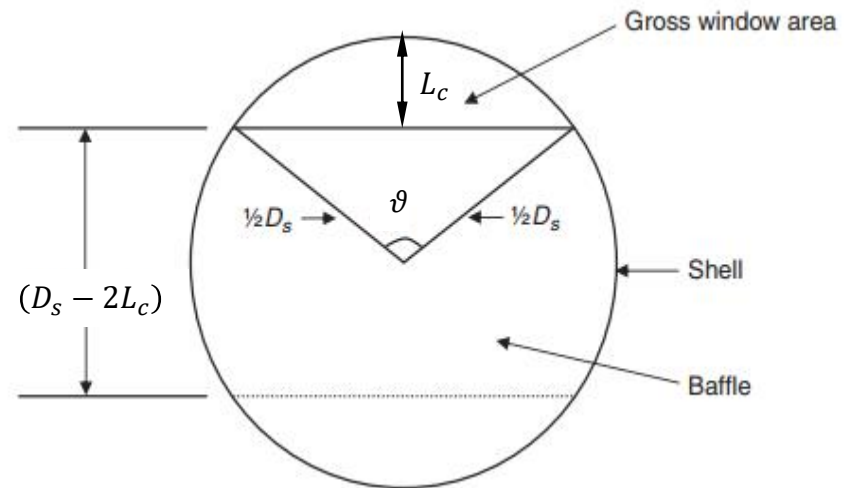
$$F_{tw} = \frac{\vartheta - \sin(\vartheta)}{2\pi}$$

$$N_{tw} = F_{tw} N_t$$

$$A_{wt} = N_{tw} \frac{\pi D_o^2}{4}$$

$$A_{win} = A_{wg} - A_{wt}$$

$$A_{wg} = \frac{\pi D_s^2}{4} \frac{\vartheta}{360} - \sin\left(\frac{\vartheta}{2}\right) \left(\frac{D_s}{2}\right) \left(\frac{D_s}{2} - L_c\right)$$



STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

El dimensionamiento térmico y geométrico de un HE es un proceso que puede ser largo y complejo y supone varias etapas.

Se inicia con un dimensionamiento preliminar que orienta, ante un servicio térmico requerido, hacia un tipo de intercambiador y su geometría. Implica determinar en forma tentativa sus parámetros de construcción. El siguiente paso es someter el HE propuesto a un proceso de validación o verificación.

Validar o verificar un STHE (*rating*) implica evaluar la performance (rendimiento, desempeño) termo – hidráulica de un HE especificado.

Por lo tanto, el proceso de validación debe ser efectuado tanto para un HE propuesto (dimensionado preliminarmente) o para uno HE existente

En un proceso de *rating*, los parámetros térmicos y geométricos preliminares determinados preliminarmente son *inputs* en las correlaciones de transferencia de calor y caída de presión. Cuando el intercambiador de calor está disponible, también son conocidos estos parámetros.

Las evaluaciones básicas son los cálculos de los coeficientes de transferencia de calor y las caídas de presión para cada flujo especificado. Si el área de transferencia se considera fijo el resultado del *rating* serán las temperaturas de salida de ambas corrientes. Si el servicio térmico es fijo, entonces el resultado es el área de transferencia de calor requerida para satisfacer este servicio térmico. En ambos casos, las caídas de presión para ambas corrientes en el intercambiador de calor son evaluadas par verificar requerimientos

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

El objetivo es minimizar la diferencia entre las áreas supuesta y calculada porque cualquier área en exceso genera un costo innecesario.

Los coeficientes de transferencia de calor deben ser lo más altos posible (área de transferencia de calor será mínima).

La limitación es la caída de presión permitida para ambos fluidos.

Como regla general, el diseño será óptimo cuando los valores de ΔP de ambos fluidos están cerca de los valores máximos permitidos (porque entonces los coeficientes de transferencia de calor también estarán cerca del máximo) y el área de transferencia de calor es suficiente, pero con poco exceso, para transferir el calor requerido.

Si no se cumple alguna de estas condiciones, será necesario cambiar la geometría de la unidad.

Ecuaciones básicas

$$h_{io} = \frac{D_i}{D_o} h_i$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o}$$

$$R_d = R_{dt} + R_{dcz}$$

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

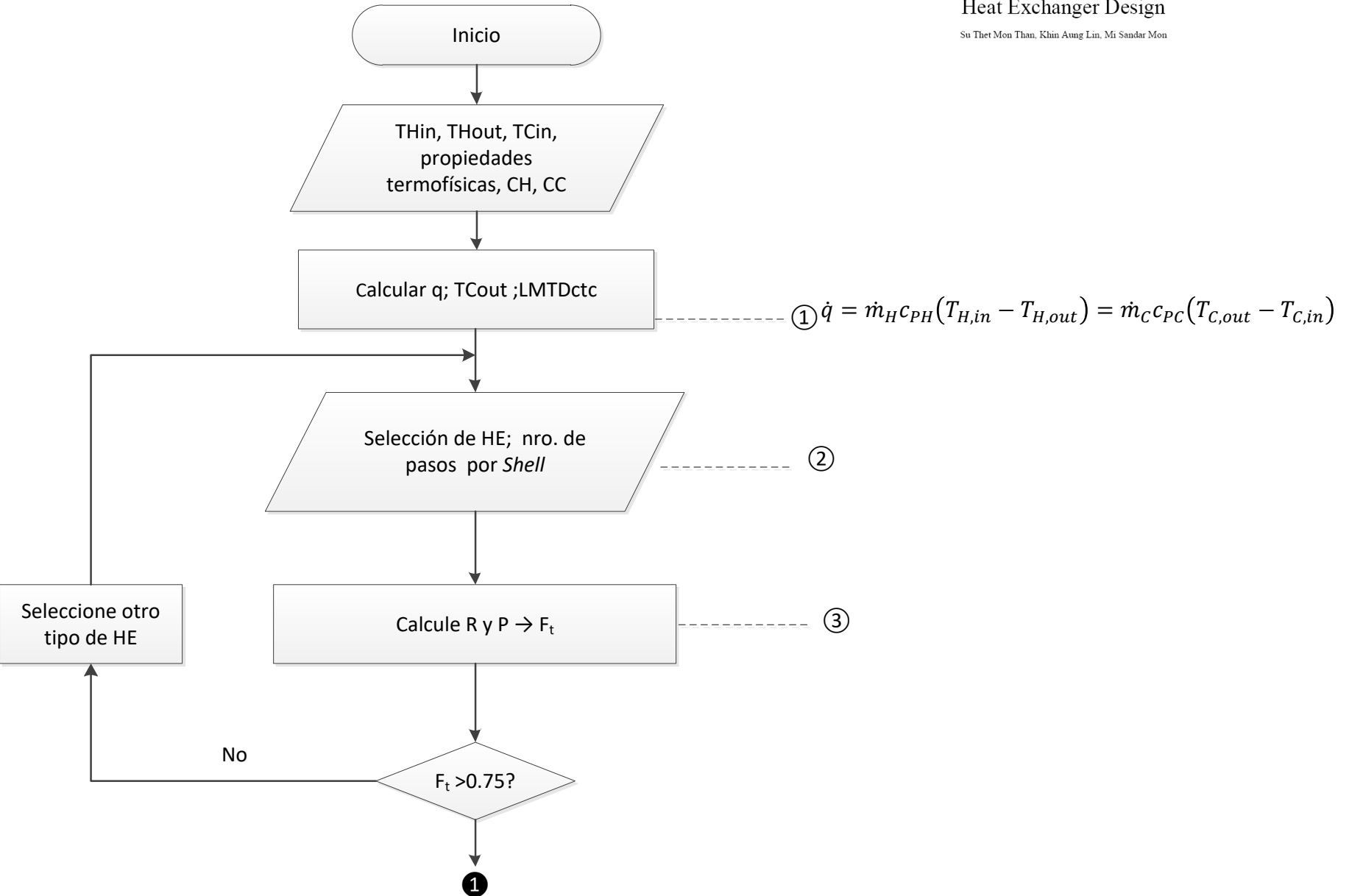
$$\dot{q} = U_d A_T \Delta T = U_d A_T F_t LMTD_{ctc}$$

$$A_T = \pi D_o N_{tubos} L_t$$

$$U = \left[\frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2\kappa} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1}$$

U_c : coeficiente global de transferencia limpio (*clean*)

U_d : coeficiente global de transferencia sucio (*dirty*)

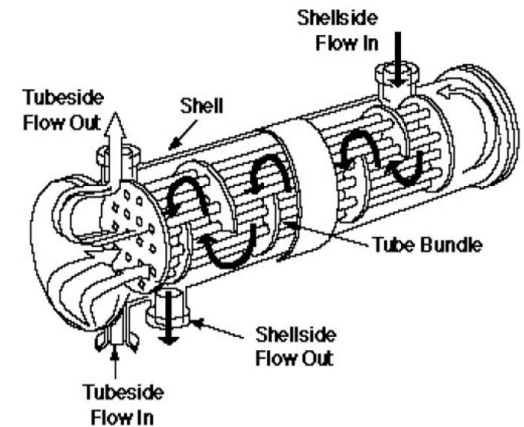


STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

② a. Tipo de intercambiador de calor (Placa de tubos fija, tubos en U, cabezales flotantes): tiene en cuenta la facilidad de limpieza, costo relativo, expansión térmica, toxicidad de fluidos.

② b. Diámetro (D_o) y disposición de tubos (cuadrado, triangular, cuadrado girado y pitch): los diámetros están estandarizados por su diámetro externo (BWG). Notar, por ejemplo, que, si se disminuye el diámetro interior de tubo a la mitad, para idéntico caudal másico, la masa velocidad \dot{G} del fluido se cuadruplica; el coeficiente pelicular se incrementa un 74% ($2^{0,8}$), pero la caída de presión se incrementa por un factor de 16. El grosor del tubo depende de las presiones internas y externas. Un patrón cuadrado permite la limpieza mecánica de las superficies externas de los tubos, lo que no es posible con matrices triangulares. Por otro lado, éstas permiten más tubos para el mismo diámetro de coraza y tubo.

② c. Seleccionar la longitud del tubo L_t (típicamente 4, 8, 12, 15, o 20 ft)



STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

② d. Asignación de escurrimiento (*Shell or Tube?*) Criterios de selección de escurrimiento: a) para evitar pérdidas de calor, el fluido más caliente se asigna a los tubos. b) Maximizar coeficientes de transferencia y minimizar caídas de presión. Si las características (densidad, viscosidad, carga térmica ($\dot{m}_{st}cp_{st} = C_{st}$) en ambas corrientes son muy diferentes, es posible que la decisión se base en la posibilidad de alcanzar velocidades apropiadas para esta optimización en ambos fluidos. c) El fluido más incrustante en los tubos. Es más fácil limpiar los interiores de los tubos que *shell*. d) Si uno de los fluidos es más corrosivo, puede ser conveniente enviarlo del lado del tubo porque la carcasa se puede construir con una calidad inferior y material más barato. El material del tubo debe ser resistente a ambos fluidos. e) El fluido a mayor presión, debe ser conducido en los tubos. f) Si uno de los fluidos tiene una limitada caída de presión posible, enviarlo por el *shell*

Fluid Parameters	Fluid Allocation-Shell Side	Fluid Allocation-Tube Side
High Pressure Fluid Stream		X
Corrosive Fluid		X
High fouling fluid stream		X
More Viscous fluid	X	
Lower Flow Rate Fluid	X	
Fluid with low heat transfer coefficient	X	
Toxic Fluid		X

③ Seleccionar la configuración y el número de pasos del Shell. Si no hay limitaciones respecto al F_t (cruce de temperaturas), se prefiere un intercambiador de calor con un solo paso por Shell. Un intercambiador 1-1 ctc parecería ser la mejor opción (esta configuración permite la mayor fuerza impulsora $\Delta T = F_t LMTD_{ctc}$ con $F_t = 1$).

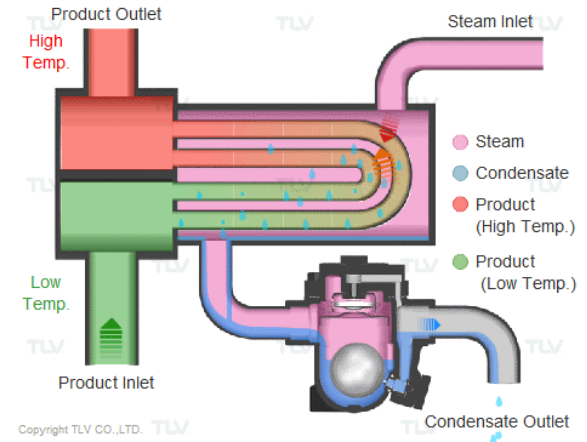
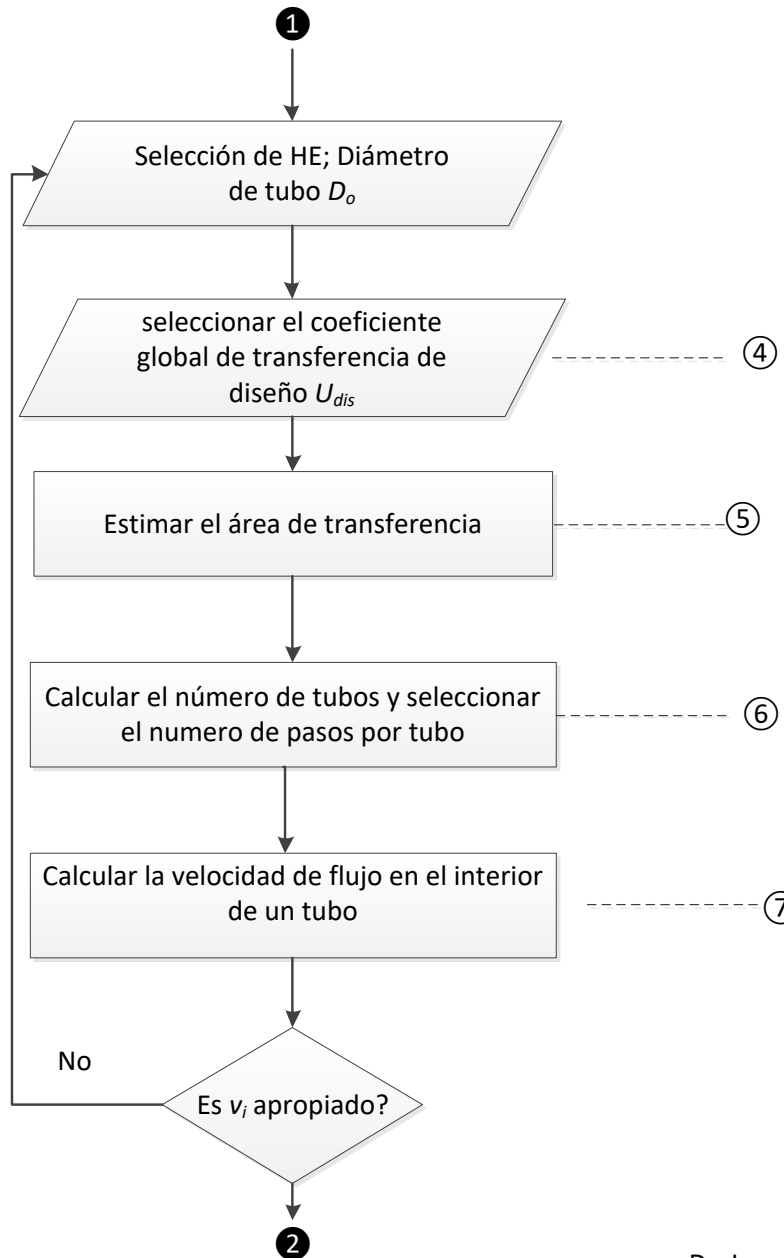
Muchas veces, sin embargo, se evita una configuración de contracorriente pura porque dificulta la construcción del haz extraíble o porque hace necesaria una longitud de tubo muy alta o la instalación de corazas en serie.

Por lo general, la exploración de alternativas comienza con 1-2n', siendo n' un número entero. Con estas consideraciones calcular F_t y adoptar un número de pasos por coraza n_{ps} , tal que $F_t > 0,75$. Si $F_t < 0,75$ una solución es incrementar el número de pasos por coraza

$$P = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,in}} \quad R = \frac{C_C}{C_H} = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{T_{C,out} - T_{C,in}} \quad S = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \quad W = \left(\frac{1 - PR}{1 - P} \right)^{\frac{1}{n_{ps}}}$$

$$F_t = \frac{S \ln W}{\ln \left[\frac{1 + W - S + SW}{1 + W + S - SW} \right]}$$

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)



$$\textcircled{5} \quad A_{T,calc} = \frac{\dot{q}}{U_{dis} F_t LMTD_{ctc}}$$

$$\textcircled{6} \quad A_{T,calc} = (\pi D_o L_t) N_t \Rightarrow N_{t,calc} = \frac{F_{saf} A_{T,calc}}{(\pi D_o L_t)}$$

$$\textcircled{7} \quad \dot{m}_i = \left(\rho_i \frac{\pi D_i^2}{4} v_i \right) n_{tp} = \left(\rho_i \frac{\pi D_i^2}{4} v_i \right) \frac{N_{t,calc}}{n_{pi}}$$

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

④

Typical Film Heat Transfer Coefficients for Shell-and-Tube Heat Exchangers

Fluid Condition		W/(m ² ·K)
<i>Sensible heat transfer</i>		
Water	Liquid	5,000–7,500
Ammonia	Liquid	6,000–8,000
Light organics	Liquid	1,500–2,000
Medium organics	Liquid	750–1,500
Heavy organics	Liquid	
	Heating	250–750
	Cooling	150–400
Very heavy organics	Liquid	
	Heating	100–300
	Cooling	60–150
Gas	1–2 bar abs	80–125
Gas	10 bar abs	250–400
Gas	100 bar abs	500–800
<i>Condensing heat transfer</i>		
Steam, ammonia	No noncondensable	8,000–12,000
Light organics	Pure component, 0.1 bar abs, no noncondensable	2,000–5,000
Light organics	0.1 bar, 4% noncondensable	750–1,000
Medium organics	Pure or narrow condensing range, 1 bar abs	1,500–4,000
Heavy organics	Narrow condensing range, 1 bar abs	600–2,000
Light multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	1,000–2,500
Medium multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	600–1,500
Heavy multicomponent mixture, all condensable	Medium condensing range, 1 bar abs	300–600
<i>Vaporizing heat transfer</i>		
Water	Pressure < 5 bar abs, $\Delta T = 25$ K	5,000–10,000
Water	Pressure 5–100 bar abs, $\Delta T = 20$ K	4,000–15,000
Ammonia	Pressure < 30 bar abs, $\Delta T = 20$ K	3,000–5,000
Light organics	Pure component, pressure < 30 bar abs, $\Delta T = 20$ K	2,000–4,000
Light organics	Narrow boiling range, pressure 20–150 bar abs, $\Delta T = 15$ –20 K	750–3,000
Medium organics	Narrow boiling range, pressure < 20 bar abs, $\Delta T_{max} = 15$ K	600–2,500
Heavy organics	Narrow boiling range, pressure < 20 bar abs, $\Delta T_{max} = 15$ K	400–1,500

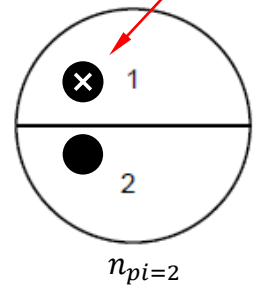
Approximate Overall Heat Transfer Coefficients

Hot Fluid	Cold Fluid	U (W/m ² ·°C)	U (Btu/h ft ² ·°F)
<i>Sensible heat transfer (no change of phase)</i>			
Water	Water	850–1700	150–300
Organic solvents	Water	280–850	50–150
Gases	Water	20–280	3–50
Light oils	Water	340–900	60–160
Heavy oils	Water	60–280	10–50
Organic solvents	Light oil	110–400	20–70
Water	Brine	570–1140	100–200
Organic solvents	Brine	170–510	30–90
Gases	Brine	20–280	3–50
Organic solvents	Organic solvents	110–340	20–60
Heavy oils	Heavy oils	50–280	8–50
<i>Heaters</i>			
Steam	Water	1400–4300	250–750
Steam	Light oils	280–850	50–150
Steam	Heavy oils	60–450	10–80
Steam	Organic solvents	570–1140	100–200
Steam	Gases	30–280	5–50
Dowtherm	Gases	20–230	4–40
Dowtherm	Heavy oils	50–340	8–60
Flue gas	Aromatic HC and Steam	30–85	5–15
<i>Evaporators</i>			
Steam	Water	2000–4300	350–750
Steam	Light oils	450–1000	80–180
Steam	Heavy oils (vacuum)	140–430	25–75
Steam	Organic solvents	570–1140	100–200
Water	Refrigerants	430–850	75–150
Organic solvents	Refrigerants	170–570	30–100
<i>Condensers</i>			
Steam (pressure)	Water	2000–4300	350–750
Steam (vacuum)	Water	1700–3400	300–600
Saturated organic solvents near atmos.	Water	570–1140	100–200
Saturated organic solvents with some noncondensable	Water, brine	280–680	50–120
Organic solvents, atmospheric, and high noncondensable	Water, brine	280–680	50–120
Aromatic vapors, atmospheric with noncondensables	Water	30–170	5–30
Organic solvents, vacuum, and high noncondensables	Water, brine	60–280	10–50
Low boiling hydrocarbon, atmospheric	Water	450–1140	80–200
High boiling hydrocarbon, vacuum	Water	60–170	10–30

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

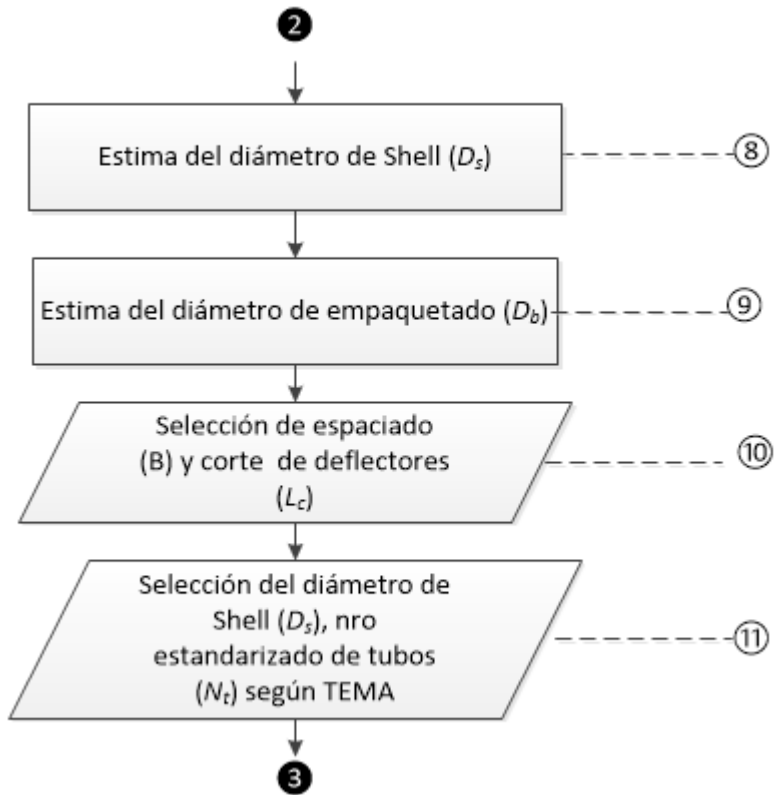
⑥ Para el cálculo del número de tubos, N_t , puede incorporarse un factor de seguridad ($F_{saf} = 1,1$) para tener en cuenta resistencias al ensuciamiento, según el grado de confianza sobre el U_{dis} **asumido**. Para obtener un área de transferencia de calor específica, se debe seleccionar una combinación de número de pasos, n_{pi} , y longitud de tubos, L_t . Cuanto mayor sea el número de tubos, menor será la longitud requerida. El costo de un intercambiador de calor con tubos largos es menor que el de una unidad con tubos más cortos y la misma área (aumento del costo de la mano de obra con el nro. de tubos). El costo de las placas de tubos y los cabezales aumenta significativamente con el diámetro del shell. La práctica habitual es adoptar la mayor longitud permitida por la disposición del equipo, (mayor número de tubos, mayor diámetro de la carcasa. Una vez que se ha seleccionado el número, matriz y pasos de tubos, se determina el diámetro de shell necesario.

$$n_{tp} = \frac{N_t}{n_{pi}}$$



⑦ criterio: se considera velocidad de masa apropiadas $1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1} < \dot{G} < 1350 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ para caídas de presión no superiores a 70 kPa. $\dot{G}_i = \rho v_i$

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)



⑧ el D_s puede ser estimado según diferentes criterios, por ejemplo, su relación con el área de transferencia, diámetro de longitud de tubos y configuración de éstos:

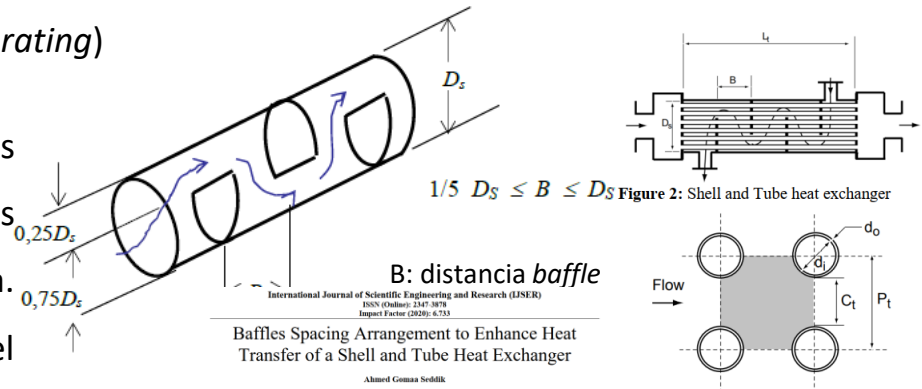
$$D_s = \frac{2P_t}{\pi} \sqrt{\frac{(CL)}{(CTP)} \frac{A_T}{D_o L_t}}$$

⑨ el D_b puede ser estimado según: $N_{tubos} = a \left(\frac{D_{bdl}}{D_o} \right)^b$

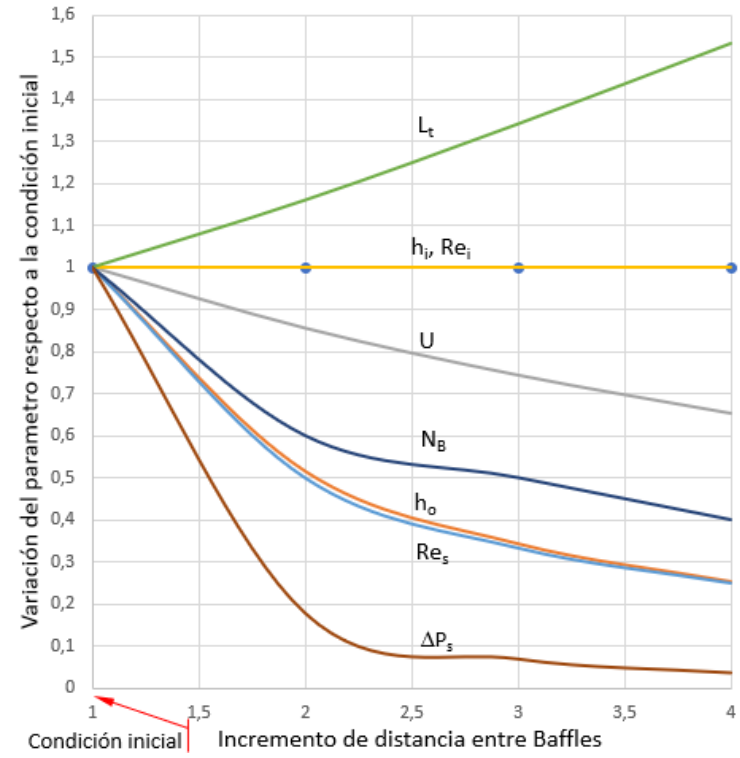
Number of Passes		1	2	4	6	8
Triangular pitch ^a	<i>a</i>	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
	<i>b</i>	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch ^a	<i>a</i>	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
	<i>b</i>	2.207	2.291	2.263	1.617	2.643
Pitch = 1.25 d_o						

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

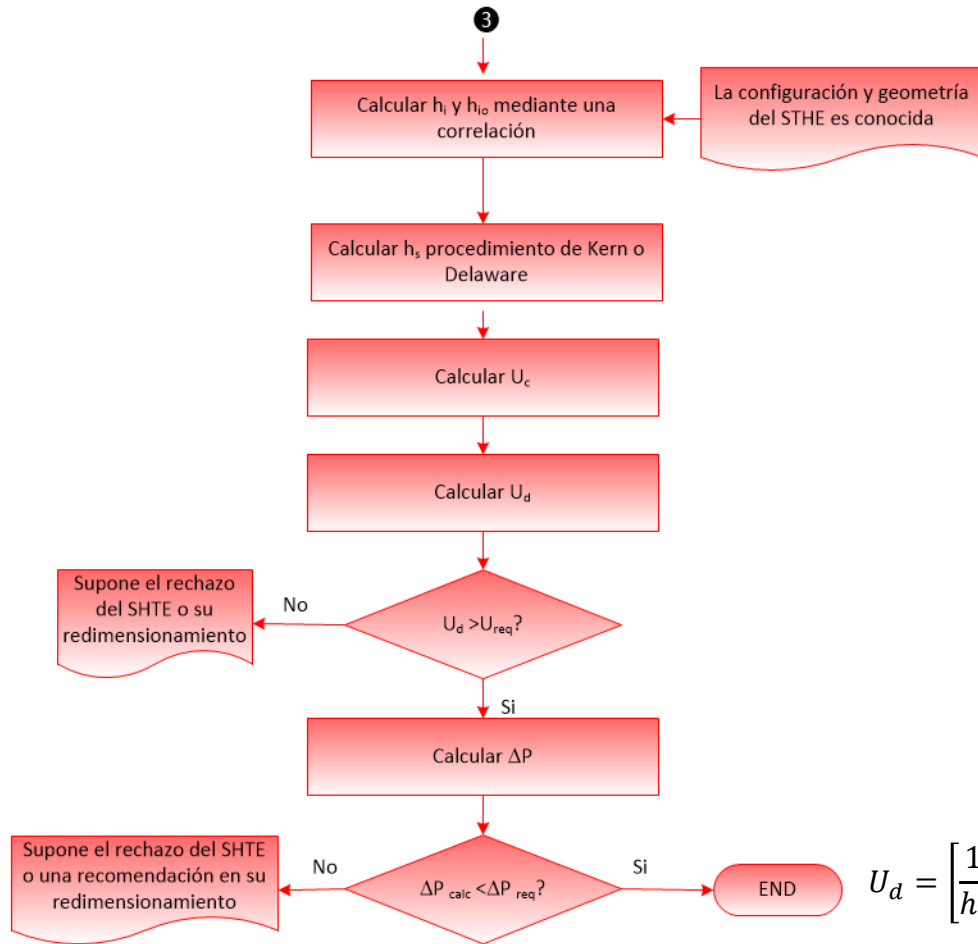
⑩ Tipo de deflectores y su espaciado y corte: El tipo más común es la placa segmentada. El espaciado de los deflectores determina la velocidad del fluido del lado de la carcasa. Cuanto menor es el espaciado, mayor es la velocidad del fluido, mayor es el coeficiente de película y mayor es la caída de presión. Se debe adoptar un espaciado de deflectores para obtener el coeficiente pelicular compatible con la caída de presión. TEMA recomienda la separación de los deflectores en función del diámetro de coraza; un aumento en el diámetro de la carcasa debe compensarse con una reducción en la separación de los deflectores para mantener una alta velocidad del fluido en el lado de la coraza. TEMA: altura de los deflectores $H_B = h_b D_s$, $h_b = 0,75 - 0,8$; El corte es $L_c = (1 - h_b) D_s$; separación entre deflectores $\frac{1}{5} D_s < B \leq D_s$ o $B \geq 2"$. A mayor B predomina el flujo axial sobre el flujo perpendicular al haz. Un espaciado muy pequeño incrementa fugas entre deflector y coraza.



Condiciones de simulación: STHE 1- 1, arreglo cuadrado; servicio térmico constante; *baffle cut* constante; variación del espaciado entre *baffles*.



STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)



El procedimiento de validación o rating es aplicable a dos situaciones:

a) La validación de las suposiciones efectuadas en el dimensionamiento (secuencia ❶ a ❸); en este caso se asume que el área estimada para el servicio térmico es el área disponible. $A_{T,est} = A_{T,disp}$

b) La verificación de un HE existente, por lo que se cuenta con información de configuración y geometría. Ello implica que $A_{T,disp}$ es conocido

En ambos casos es recomendable la determinación de U_c y U_d

$$U_d = \left[\frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2\kappa} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{U_c} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1}$$

U_c : coeficiente global de transferencia limpio (*clean*)

U_d : coeficiente global de transferencia sucio (*dirty*)

El STHE será adecuado si son satisfechas las condiciones: a) $A_{T,disp} > A_{T,req}$ o $U_d > U_{req}$ por el servicio térmico; b) ΔP_i y ΔP_s calculados deben ser inferiores a los valores permitidos

STHE Dimensionamiento (*sizing*) y verificación o validación (*rating*)

El algoritmo de la verificación puede basarse en dos criterios: a) comparación de áreas de transferencia de calor y b) comparación de coeficientes de transferencia de calor o de resistencias. Ambos son utilizados como criterios de decisión en diversas aplicaciones.

$$U_d = \left[\frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{U_c} + \frac{r_{i,f} D_o}{D_i} + r_{o,f} \right]^{-1}$$

a) comparación de áreas de transferencia de calor; valida SHTe si: $A_{T,disp} > A_{T,req} = \frac{\dot{q}}{U_d F_t LMTD_{ctc}}$

b) comparación coeficientes globales de transferencia de calor

b1) valida STHE si: $U_d > U_{req} = \frac{\dot{q}}{A_{T,disp} F_t LMTD_{ctc}}$

b2) valida SHTe si: $U_{req} = \frac{\dot{q}}{A_{T,disp} F_t LMTD_{ctc}}$ y $R_{d,calc} = \left[\frac{1}{U_{req}} - \frac{1}{U_{c,calc}} \right] > R_{d,tap}$; **Kern** denomina a esta relación,

criterio de funcionamiento

El algoritmo b) tiene la ventaja de que los factores de ensuciamiento, que suelen ser los parámetros con mayor incertidumbre asociada, no entran en el cálculo hasta el paso final.

En particular el algoritmo b2) permite asociar una referencia de vida útil, dado que si se toma la decisión de validar el STHE para el servicio requerido, dado un desfavorable $R_{D,calc} < R_{D,tap}$, ello implica una potencial frecuencia de limpieza mayor.

Intercambiadores de calor (*Heat Exchanger*) nro. de unidades de transferencia NTU y efectividad ε

$$\varepsilon = \frac{C_H(T_{H,in} - T_{H,out})}{C_{min}(T_{H,in} - T_{C,in})} = \frac{C_C(T_{C,out} - T_{C,in})}{C_{min}(T_{H,in} - T_{C,in})} = \frac{\dot{q}}{C_{min}(T_{H,in} - T_{C,in})} \Rightarrow \dot{q} = \varepsilon C_{min}(T_{H,in} - T_{C,in})$$

La efectividad de un IQ permite evaluar \dot{q} sin conocer las temperaturas de salida y depende de su configuración

El computo de ε involucra al *number of transfer units NTU* adimensional: $NTU = \frac{UA_t}{C_{min}}$

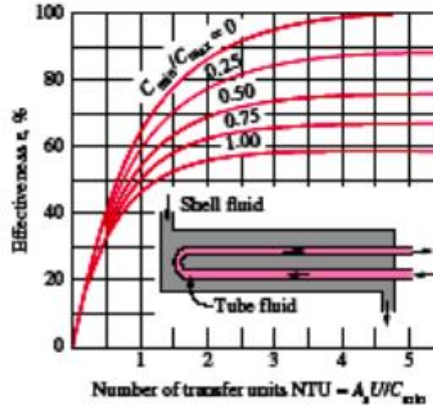
Compara la capacidad del intercambiador para transferir calor a la mínima capacidad de alguna de las corrientes; para un dado servicio a mayor NTU , mayor área de transferencia

HE	$\varepsilon = \Phi(c, NTU)$	$C_{min} = \min[C_C, C_H]$
STHE 1-2, 1-4, 1-6....	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$	$C_{max} = \max[C_C, C_H]$
STHE n-2n (n pasos por Shell, 2n, 2n+2, 2n+4... por tubos)	$\varepsilon = \frac{(1 - \varepsilon_a c)^n - (1 - \varepsilon_a)^n}{(1 - \varepsilon_a c)^n - c(1 - \varepsilon_a)^n} \quad c \neq 1$ $\varepsilon = \frac{n\varepsilon_a}{1 + (n - 1)\varepsilon_a} \quad c = 1$	$c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$
	ε_a se calcula como IQCT; 1-2 $NTU = NTU/n$	
IQ con transición de fase (c=0)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	

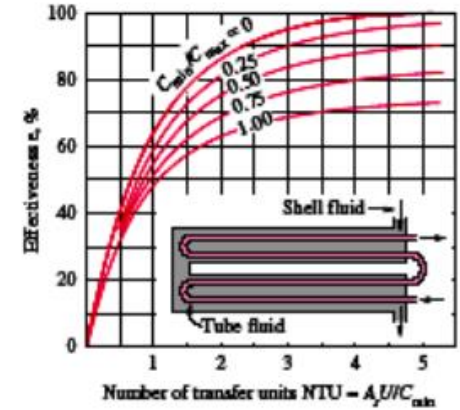
Intercambiadores de calor (*heat exchanger*) nro. de unidades de transferencia NTU y efectividad ε

$$\dot{q} = \varepsilon C_{min}(T_{H,in} - T_{C,in}) \quad c = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$0 \leq \varepsilon \leq 1$ Aumenta rápidamente con NTU (hasta $NTU \sim 1,5$) pero luego lentamente. El uso de un intercambiador de calor con una NTU grande (generalmente más de 3) y, por lo tanto, de gran tamaño no se puede justificar económicamente, por el bajo incremento de su ε . Un tipo de intercambiador de calor con una eficacia muy alta puede ser deseable desde el punto de vista de la transferencia de calor, pero indeseable desde el punto de vista económico.



(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes



(d) Two-shell passes and 4, 8, 12, ... tube passes

El valor de la relación de capacidad, c , varía entre 0 y 1. Para un NTU dado, la efectividad es máxima para $c \rightarrow 0$ y mínima para $c \rightarrow 1$.

El caso $c \rightarrow 0$ ($C_{max} \rightarrow \infty$) ocurre durante un proceso de cambio de fase en un condensador o hervidor. La temperatura permanece constante. Todas las relaciones de efectividad se reducen a $\varepsilon = \varepsilon_{max} = 1 - \exp(-NTU)$

La efectividad es mínima en $c \rightarrow 1$, esto es cuando las tasas de capacidad calorífica de los dos fluidos son iguales.

Intercambiadores de calor (HE: *Heat Exchanger*) nro. de unidades de transferencia NTU y efectividad ε

Una vez que calculados los parámetros adimensionales, c y NTU , (U aproximado o conocido a priori), la efectividad ε se evalúa con gráficos y/o ecuaciones para el tipo específico de IQ. Entonces se determina, la tasa real de transferencia de calor \dot{q} y las temperaturas de salida $T_{H,out}$ y $T_{C,out}$

El análisis de intercambiadores de calor con temperaturas de salida desconocidas requiere iteraciones bastante tediosas con el método LMTD; el método de ε -NTU resulta más sencillo de aplicar

$$\left. \begin{aligned}
 c &= \frac{C_{min}}{C_{max}} \\
 NTU &= \frac{UA_t}{C_{min}} \\
 \varepsilon &= \Phi(c, NTU)
 \end{aligned} \right\} \begin{aligned}
 \dot{q} &= \varepsilon C_{min} (T_{H,in} - T_{C,in}) \\
 \dot{q} &= C_H (T_{H,in} - T_{H,out}) \\
 \dot{q} &= C_C (T_{C,out} - T_{C,in})
 \end{aligned}$$

Para su tratamiento en una planta, 20500 kg.hr-1 de una salmuera de NaCl al 15% debe ser calentada desde 10°C a 40°C por intercambio de calor con una corriente de agua, la que será enfriada desde los 80°C hasta 45°C. Dimensionar un STHE 1-2 (TEMA: arreglo triangular) Se dispone de tubos 6 m, 3/4" y 1" BWG 14, Acero SS (conductividad térmica: 16.27 W.m-1.°C-1), por los que circula la salmuera. Asumir: que los factores de ensuciamiento son de 0.0005 m².°C.W-1 y 0.0001 m².°C.W-1 para los fluidos que circulan por los tubos y el shell respectivamente; que el costo de un STHE cumple con la siguiente ecuación $CSHTE=1000A_{req}0.8 \text{ um}$ (*um*: unidad monetaria); un interés anual del 3%; que el costo de energía de bombeo es de 0.15 um.kWh-1; que la planta funciona 335 días al año. Puede despreciarse el efecto de la temperatura de pared. Dimensione comparativamente con los métodos de Kern y Delaware. Efectúe un análisis de sensibilidad al modificar el espaciado de los bafles, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 del diámetro de shell y corte de deflectores 0.15, 0.20, 0.25 y 0.30 del diámetro de shell.



[jlz_TC_STHE_comparación costos](#)

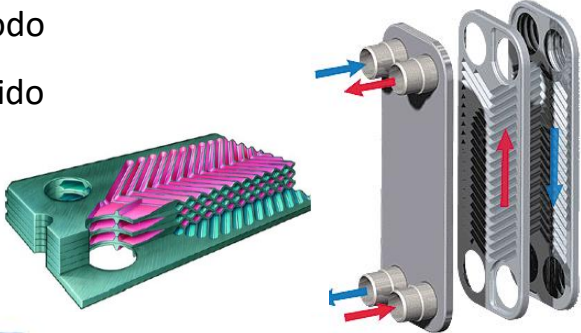
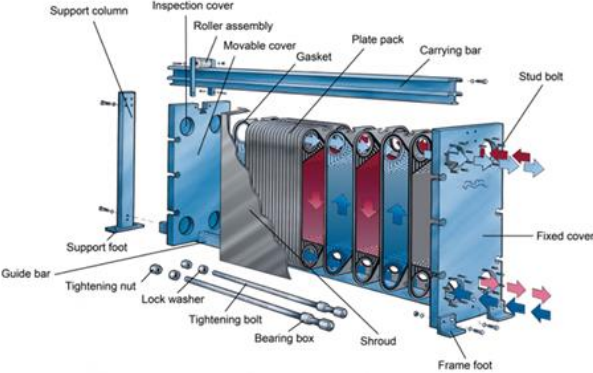
Se requiere enfriar $10000 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ de un hidrocarburo pesado desde 85°C hasta 50°C ; determinar si un intercambiador de calor 1-2 disponible de 15 m^2 sería adecuado. El fluido refrigerante es agua a 30°C , el cual no puede ser calentado por encima de los 38°C . Se ha determinado que el coeficiente global de transferencia del intercambiador sucio (U_d) es de $465.2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$. El agua fluye por coraza y el hidrocarburo por los tubos a) verificar si el IQ disponible podrá efectuar el servicio (por el método LMTD y el método ε -NTU) b) En qué medida el servicio se verá afectado si se incrementa el caudal de agua en un 20%; asuma que U_d no se modifica. $c_{p\text{HC}}: 1905 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$; $c_{p\text{water}}: 4196 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$.



jlz_TC_STHE NTU

Intercambiadores de calor Intercambiadores de placas compactos; PHE Plate-and-frame Heat Exchanger

Un PHE es un tipo de intercambiador de calor que utiliza placas de metal para transferir calor entre dos fluidos que nunca se encuentran entre sí debido a que están separados entre sí por estas placas. consiste en varias placas paralelas colocadas una encima de la otra, creando así un pasaje en el que el fluido puede fluir entre ellas. El espacio entre dos placas opuestas proporciona un canal para que el fluido fluya. Los orificios de entrada y salida en las esquinas de las placas permiten que los fluidos escurran a través de canales alternos en el HE, de modo que, en una placa, se encuentren siempre en contacto por un lado con el fluido caliente y el otro con el frío.

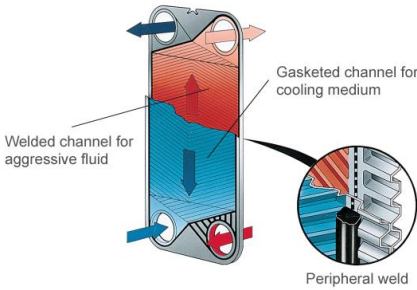


Brazed Plate Heat Exchangers (HE de placas soldadas de Cu)

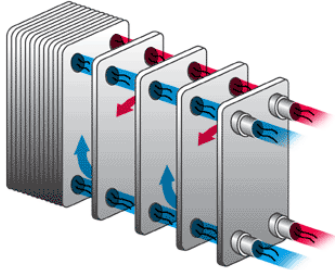
Gasketed Plate Heat Exchangers (HE de placas con juntas)

Welded Plate Heat Exchangers (HE de placas soldadas)

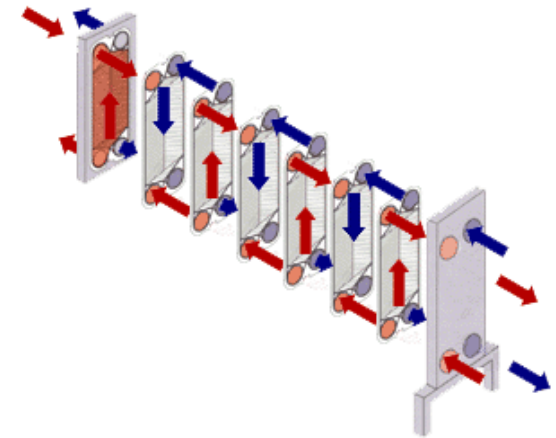
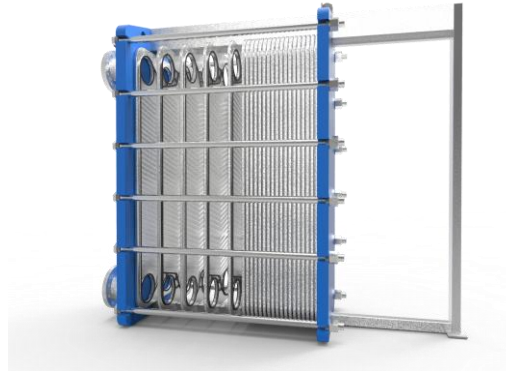
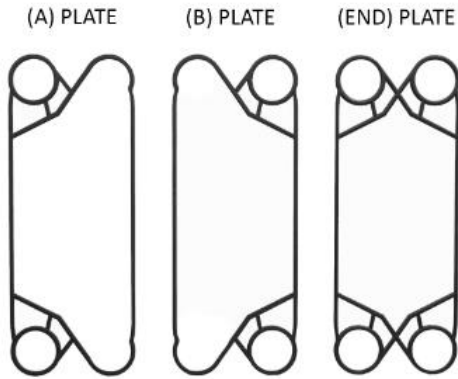
Semi- Welded Plate Heat Exchangers HE híbrido entre anteriores)



<https://youtu.be/bk-2psGBRG4>
Detalles constructivos



Intercambiadores de calor Intercambiadores de placas (PHE) Principio de funcionamiento



Entre los HE, en la mayoría de los casos, el PHE es el más eficiente

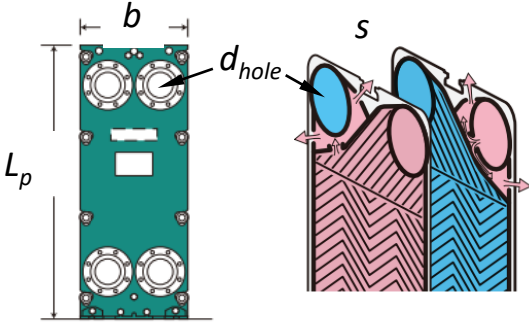
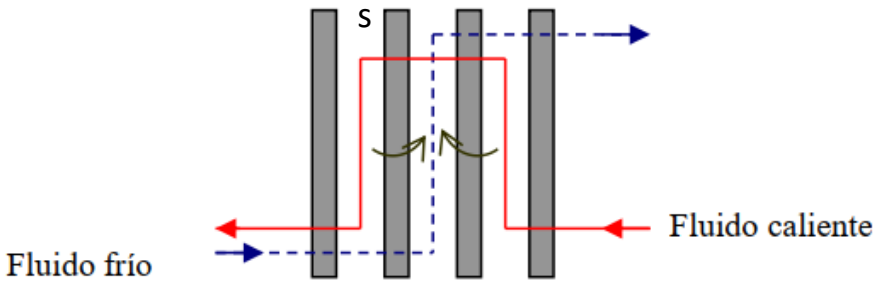
Entre sus principales ventajas:

- Ocupa mucho menos espacio que un STHE o IQDT
- Las superficies de transferencia son construidas con bajos espesores
- Altos niveles de turbulencia, mayores coeficientes de transferencia de calor por unidad de área y operaciones más eficientes. La alta turbulencia provoca un efecto auto limpiante (mayor tiempo de servicio).
 $Rd 0,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$ (STHE: $1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$)
- Mayor flexibilidad en su configuración.
- Pueden utilizarse más de 2 fluidos.
- Caudales máxicos desde $0,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a $1400 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ Caídas de presión entre 20 kPa y 100 kPa
- Espesor de placa 0,3 mm a 0,6 mm
- Los valores de U_d pueden ser del orden $8000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ con STHE estarán por debajo de $2500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

<https://youtu.be/Jv5p7o-7Pms>

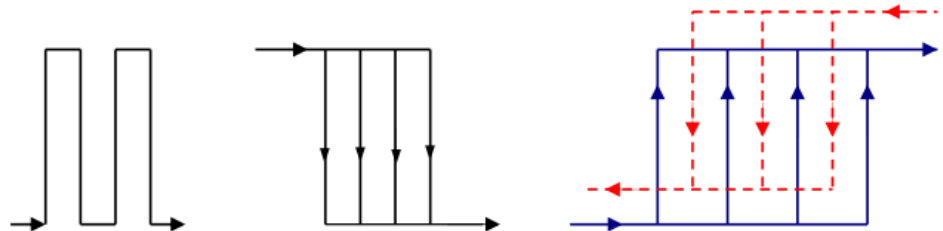
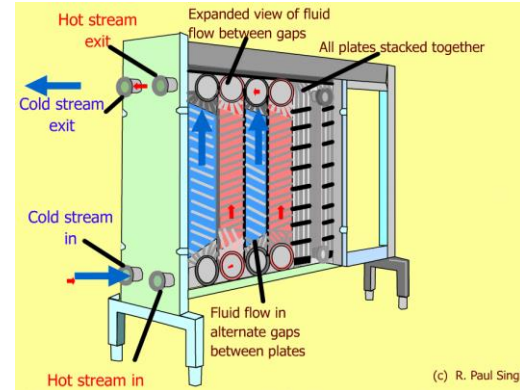
Working Principles

Intercambiadores de calor Intercambiadores de placas (PHE) Construcción y configuración

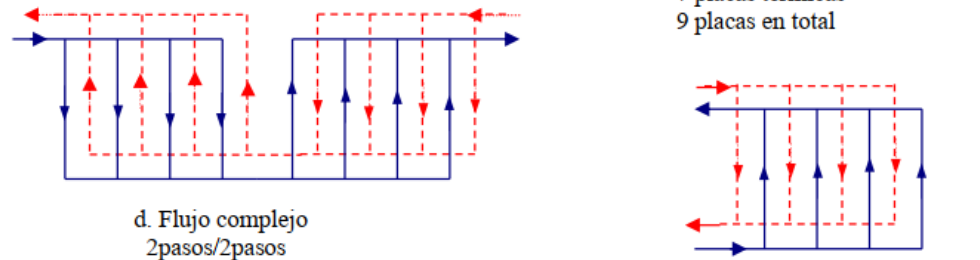


$$At = N_{placas} \cdot L_p \cdot b$$

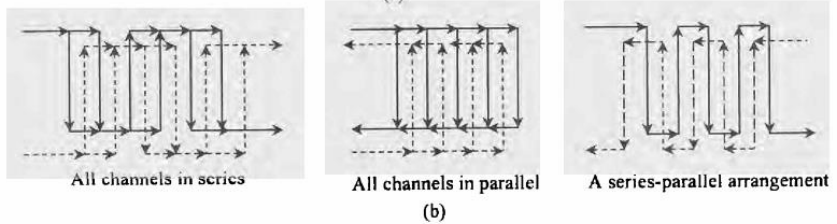
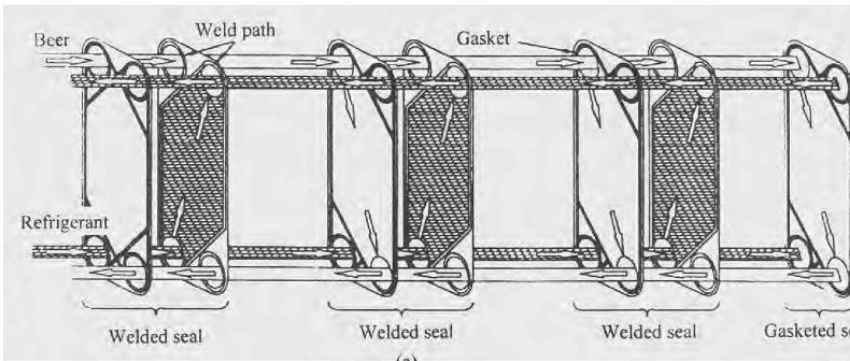
$$N_{chp} = \frac{N_{placas} - 1}{2}$$



a. Flujo en serie b. Flujo en paralelo c. Flujo en Z
 1 paso/1 paso
 4 canales/paso
 7 placas térmicas
 9 placas en total



d. Flujo complejo
 2pasos/2pasos
 4 canales/paso
 15 placas térmicas
 17 Placas totales N_p : número de pasos



Intercambiadores de calor Intercambiadores de placas (PHE). Consideraciones para el dimensionamiento

$$G_p = \frac{\dot{m}_p}{Nchp \cdot b \cdot s} \quad D_H = \frac{4bs}{2(b+s)} \cong 2s; \quad b \gg s$$

$$Nu = \frac{h_p D_H}{\kappa_p} = C Re^a Pr^b \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^x$$

C: 0,15 a 0,40 (0,374)

α : 0,65 a 0,85 (0,67)

b: 0,3 a 0,45 (0,33)

x: 0,05 a 0,20 (0,15)

$$\dot{q} = UA_t F_c LMTD_{ctc}$$

$$\Delta T_{max} = \max[(T_{C,out} - T_{C,in}), (T_{H,in} - T_{H,out})]$$

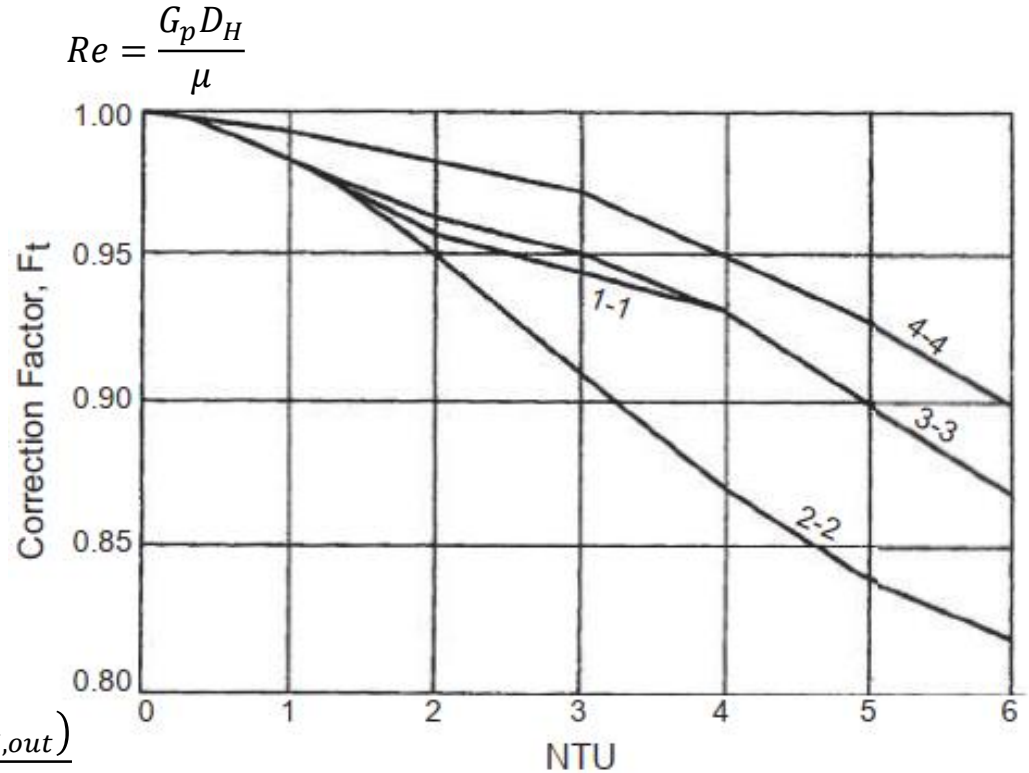
$$NTU = \frac{\Delta T_{max}}{LMTD_{conf}} \varepsilon \quad \left\{ \begin{array}{l} NTU = \frac{C_H}{C_{min}} \frac{(T_{H,in} - T_{H,out})}{LMTD_{conf}} \\ NTU = \frac{C_C}{C_{min}} \frac{(T_{C,out} - T_{C,in})}{LMTD_{conf}} \end{array} \right.$$

Caída de presión

$$\Delta P = \Delta P_p + \Delta P_{po}$$

$$\Delta P_p = 8J_f \left(\frac{L}{D_H} \right) \frac{G_p^2}{2\rho} \quad J_f = 0,6Re^{-0,3}$$

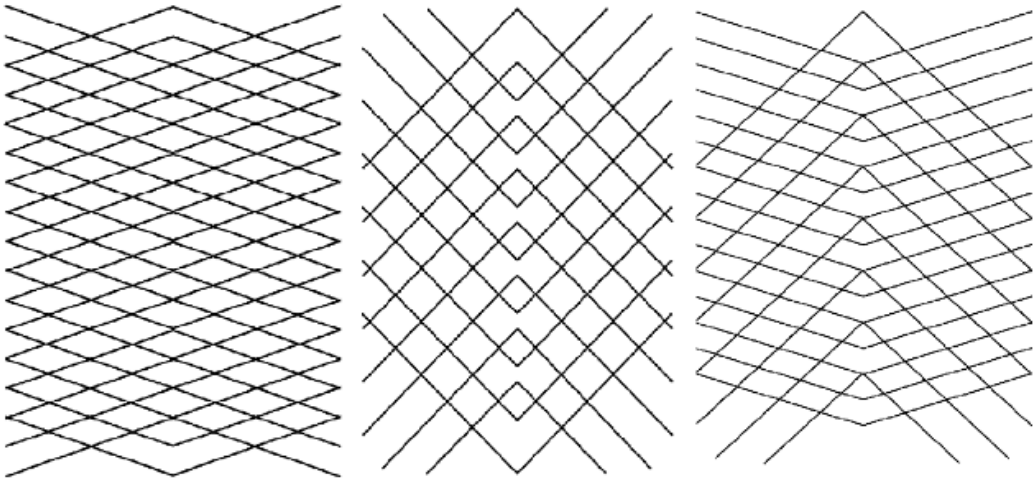
$$\Delta P_{po} = 1,3N_p \frac{\rho u_h^2}{2} = 1,3N_p \frac{8\dot{m}_p^2}{\rho \pi^2 d_{hole}^4}$$



Intercambiadores de calor (PHE). Consideraciones para el dimensionamiento, NTU y longitud térmica

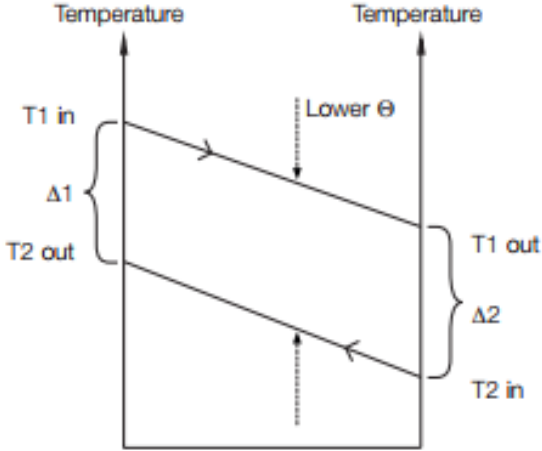
$$\theta_C = \frac{T_{C,out} - T_{C,in}}{LMTD_{ctc}} = NTU_C$$

$$\theta_H = \frac{T_{H,in} - T_{H,out}}{LMTD_{ctc}} = NTU_H$$

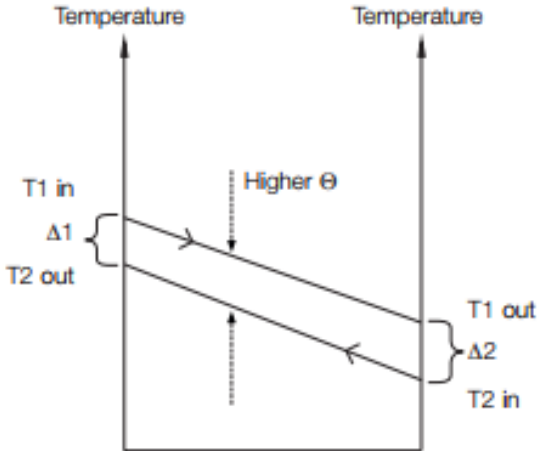


Ejemplos de configuraciones de placas theta altas, bajas y medias. De izquierda a derecha: theta alta, theta baja y theta media – donde una placa theta alta se enfrenta a una placa theta baja

La longitud térmica (θ) de un canal de flujo particular (H o C) es una función del diámetro hidráulico del canal, la longitud de la placa y el ángulo de las corrugaciones, junto con las propiedades físicas de los fluidos que fluyen. El aumento de la turbulencia también reducirá el ensuciamiento. Sin embargo, provoca mayores caídas de presión (costo de operación)



The diagram shows that large temperature differences give low theta.



The diagram shows that small temperature differences give large theta.

150000 kg.hr⁻¹ de etanol deben ser enfriado desde 80°C a 40°C en un PHE disponible, usando agua a 25°C con una temperatura de salida máxima de 40°C.

El PHE posee 110 placas de 0,5 m x 1.5 m y puede ser ajustado a 3 mm de distancia entre placas (espesor de placa 0.75 mm, conductividad térmica 21 W.m⁻¹.°C⁻¹). La configuración es 1-1. El diámetro interno del ducto de conexión interplaca es de 10 cm. Verificar si es posible el uso de este intercambiador y estimar la caída de presión esperada.



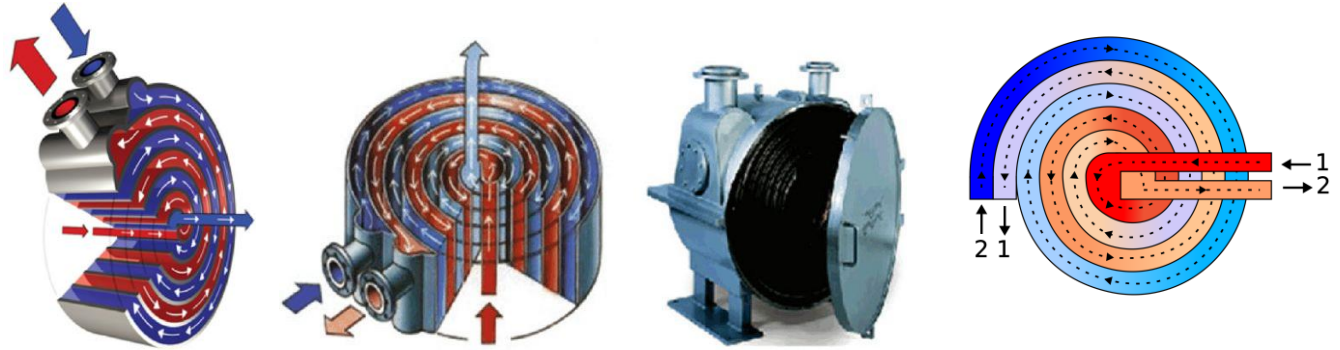
jlz_TC_PHE.mcdx

Sin en lugar de un intercambiador PHE, se utiliza en STHE 1-2 para las mismas condiciones de servicio, ¿cuál sería su área requerida?

Las propiedades termofísicas del etanol y el agua a las temperaturas medias de 60°C y 32.5°C son: c_p 2.435 / 4.187 kJ.kg⁻¹.°C⁻¹; μ : 0.5872 / 0.77725 cP; conductividad térmica: 0.1594 / 0.6164 W.m⁻¹.°C⁻¹; densidad 753.3 / 995.0 kg.m⁻³. Asuma que coeficientes peliculares de ensuciamiento son 10000 / 10000 W.m⁻².°C⁻¹.

Intercambiadores de calor (HE: *Heat Exchanger*). Algunos otros diseños

<https://youtu.be/wlSgpbNcY5s>
Spiral HE

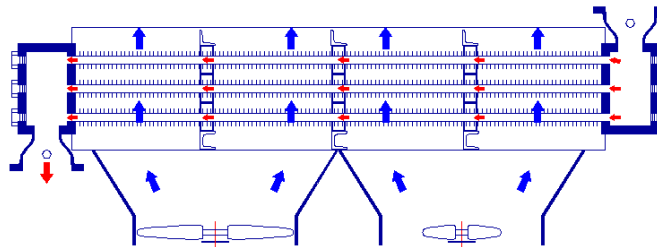


<https://youtu.be/92qARo3RSTA>
HE de superficie rascada



Enfriadores a aire

<https://youtu.be/Y1ibPUci-Yg>
Air cooled HE how they work



Intercambiadores de calor (HE *Heat Exchanger*) Clasificación según su uso

Calefactores y enfriadores: transfieren calor sensible

Condensadores y vaporizadores: uno de los fluidos transfiere calor latente

Evaporadores: concentración de una solución por evaporización de un solvente

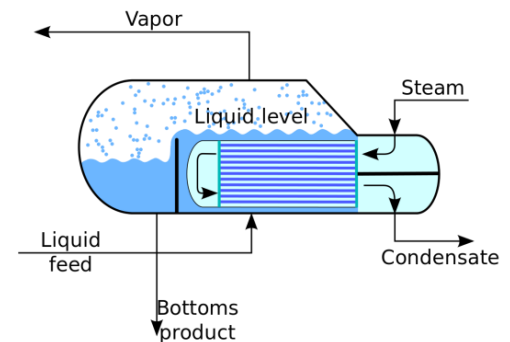
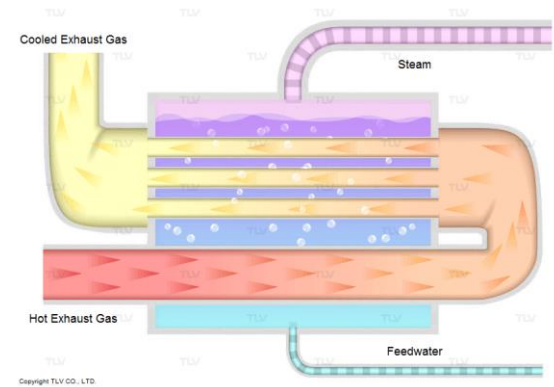
Revaporizadores: transfieren calor a una mezcla líquida en la parte inferior de una columna de destilación (calderín)

Sobrecalentadores: permiten obtener vapor sobrecalentado

Economizadores: equipos que permiten optimizar el uso de la energía

Regeneradores: toman calor de un fluido, y entregan a otro en forma alternada; lechos empacados o fluidizados

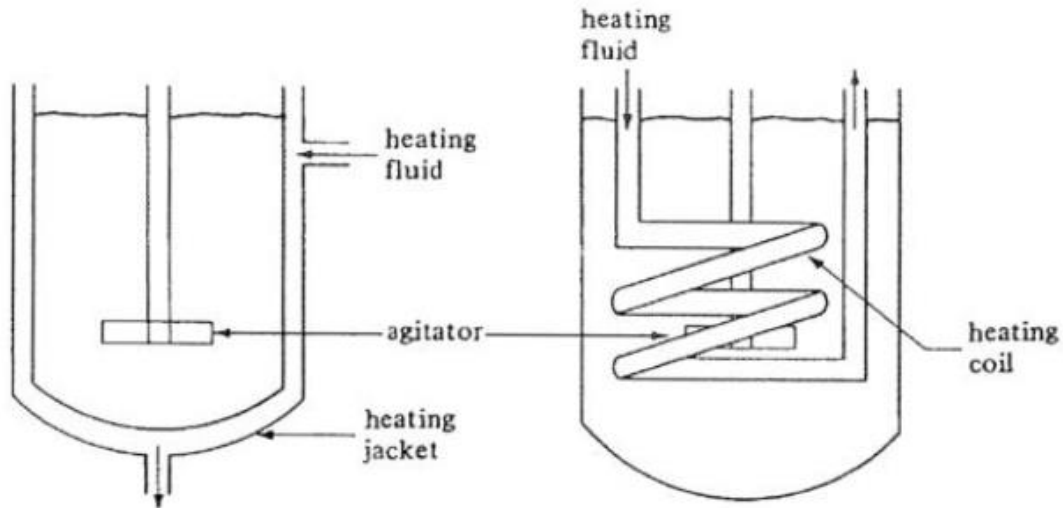
En un sentido estricto un intercambiador recupera calor entre dos corrientes en un proceso.



Reglas generales basadas en la experiencia

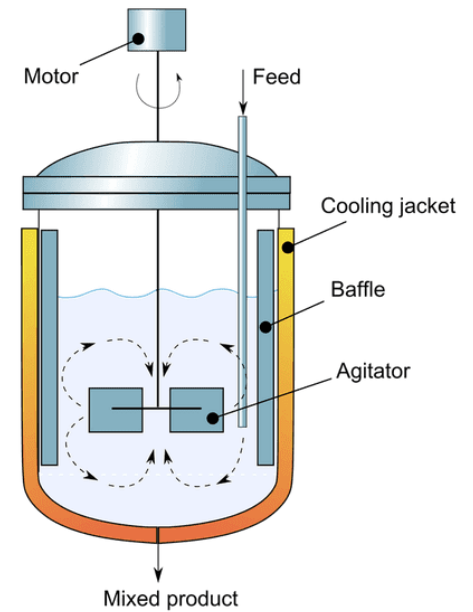
- Una primera aproximación de F en la ecuación de dimensionamiento de un STHTE, $\dot{q} = U_d A_T FLMTD_{ctc}$, es $F = 0,9$.
- En un STHTE, la configuración más comúnmente usada es tubos de 16 ft (4,9 m), $\frac{3}{4}$ in (18 mm) OD con un pitch triangular de 1 in (25,4 mm).
- Las velocidades típicas para tubos es $1 - 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ para líquidos y $9 - 30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ para gases
- Caídas de presión típicas son 0,1 bar para vaporización y 0,2 – 0,7 bar para otros servicios.
- HE de doble tubo es una buena elección para áreas de 10 a 20 m².
- HE del tipo espiral son frecuentemente utilizados para *slurries*
- PHE con juntas pueden ser usados hasta 160°C

Tanques agitados calefaccionados, tipos



(Jacketed Tank)

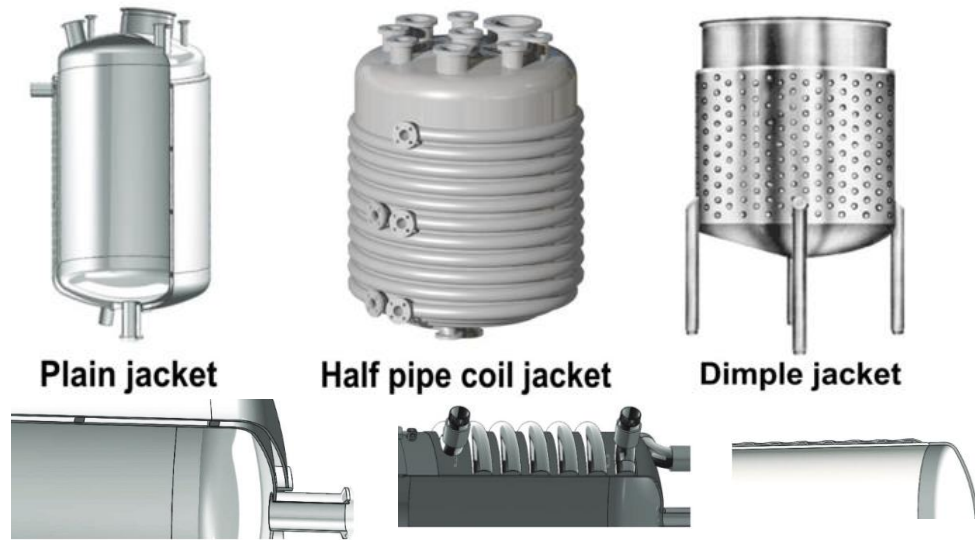
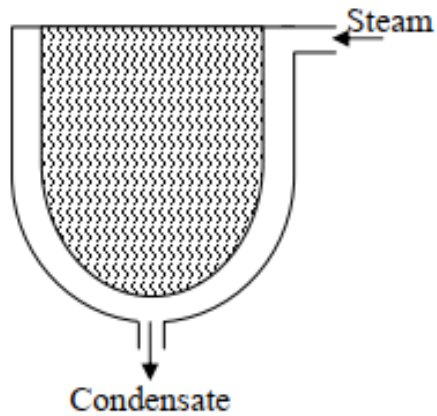
(Heating Coil)



La transferencia de calor se lleva a cabo a través de superficies de intercambio, camisas (chaquetas), serpentines helicoidales, en espiral y deflectores tubulares verticales

Tanques agitados calefaccionados, tipos

Tanque encamisado (*Jacketed Tank*)

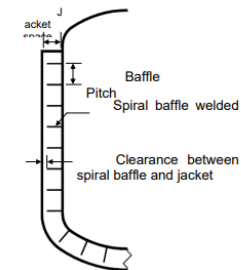
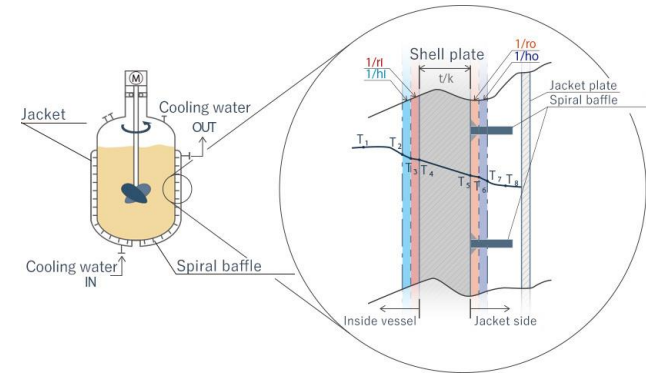


Tanque encamisado (*Jacketed Tank*)

El fluido de proceso está contenido en un tanque, que puede estar provisto de un agitador para mantenerlo en movimiento en contacto con la superficie de transferencia de calor.

Para calentamiento, el fluido de servicio es comúnmente vapor saturado, con un mínimo de aire.

Excepto para líquidos de proceso en ebullición, que se agitan por sí mismos, se asume la agitación mecánica. En su ausencia, los coeficientes podrían reducirse a la mitad.

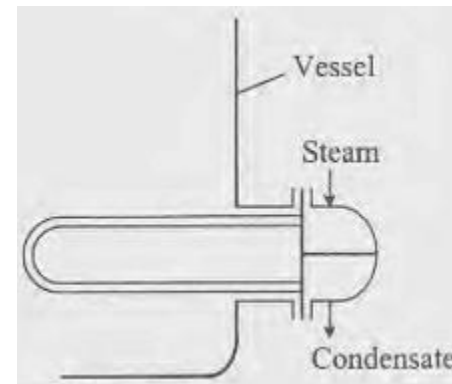


Tanques agitados calefaccionados, tipos

Serpentín sumergido (*Heating Coil*)



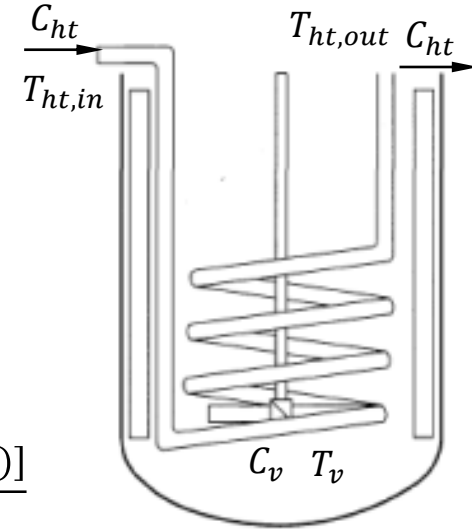
Para procesos que requieran calentamiento rápido, se transfiere calor mediante una bobina helicoidal (serpentina) dentro del tanque. Para calentamiento, una opción muy utilizada como fluido de servicio es vapor de agua saturado. Se logran mayores tasas de transferencia de calor, por mayor superficie de transferencia y por mayores coeficientes de transferencia de calor



Calentador de tanque tipo bayoneta

Tanques agitados calefaccionados, dimensionamiento térmico en modo batch

En un tanque agitado calefaccionado que funciona en modo batch, la temperatura del fluido de proceso varía con el tiempo. Es de interés el tiempo θ en el que alcanzará la temperatura deseada a partir de una temperatura inicial



$$C_{ht} = \dot{m}_{ht} c_{pht} \quad C_v = m_v c_{pv}$$

$$\dot{q}_{ht} = C_{ht}(T_{ht,in} - T_{ht,out}) \quad \dot{q}_v = C_v \frac{dT_v}{d\theta} \quad \dot{q}_{ht} = \dot{q}_v = \dot{q}$$

$$\dot{q} = U_d A_t LMTD_{conf} \quad LMTD_{conf} = \frac{[(T_{ht,in} - T_v) - (T_{ht,out} - T_v)]}{\ln \frac{(T_{ht,in} - T_v)}{(T_{ht,out} - T_v)}} = \frac{[(T_{ht,in} - T_{ht,out})]}{\ln \frac{(T_{ht,in} - T_v)}{(T_{ht,out} - T_v)}}$$

$$C_{ht}(T_{ht,in} - T_{ht,out}) = U_d A_t \frac{[(T_{ht,in} - T_{ht,out})]}{\ln \frac{(T_{ht,in} - T_v)}{(T_{ht,out} - T_v)}} \rightarrow \frac{(T_{ht,in} - T_v)}{(T_{ht,out} - T_v)} = \exp \left[\frac{U_d A_t}{C_{ht}} \right] = \beta \rightarrow \frac{\beta - 1}{\beta} = \frac{(T_{ht,in} - T_{ht,out})}{(T_{ht,in} - T_v)}$$

$$C_v \frac{dT_v}{d\theta} = C_{ht}(T_{ht,in} - T_{ht,out}) = C_{ht} \frac{\beta - 1}{\beta} (T_{ht,in} - T_v) \Rightarrow \frac{dT_v}{(T_{ht,in} - T_v)} = \frac{C_{ht} \beta - 1}{C_v \beta} d\theta \Rightarrow$$

$$\ln \frac{(T_{ht,in} - T_{v,i})}{(T_{ht,in} - T_{v,f})} = \frac{C_{ht} \beta - 1}{C_v \beta} \theta$$

Si el fluido de servicio transfiere con cambio de fase: $U_d A_t (T_{ht} - T_v) = C_v \frac{dT_v}{d\theta} \Rightarrow \ln \frac{(T_{ht} - T_{v,i})}{(T_{ht} - T_{v,f})} = \frac{U_d A_t}{C_v} \theta$

En general, para fluidos calefaccionados en modo batch, a partir de una fuente de calor a temperatura constante, esta es la ecuación de una recta; para una determinada configuración, mediante mediciones de temperatura de *agitated vessel* en función de tiempo puede determinarse el coeficiente de transferencia.

Tanques agitados calefaccionados, coeficientes de transferencia y correlaciones

Coefficiente de transferencia lado externo h_v (vessel side)

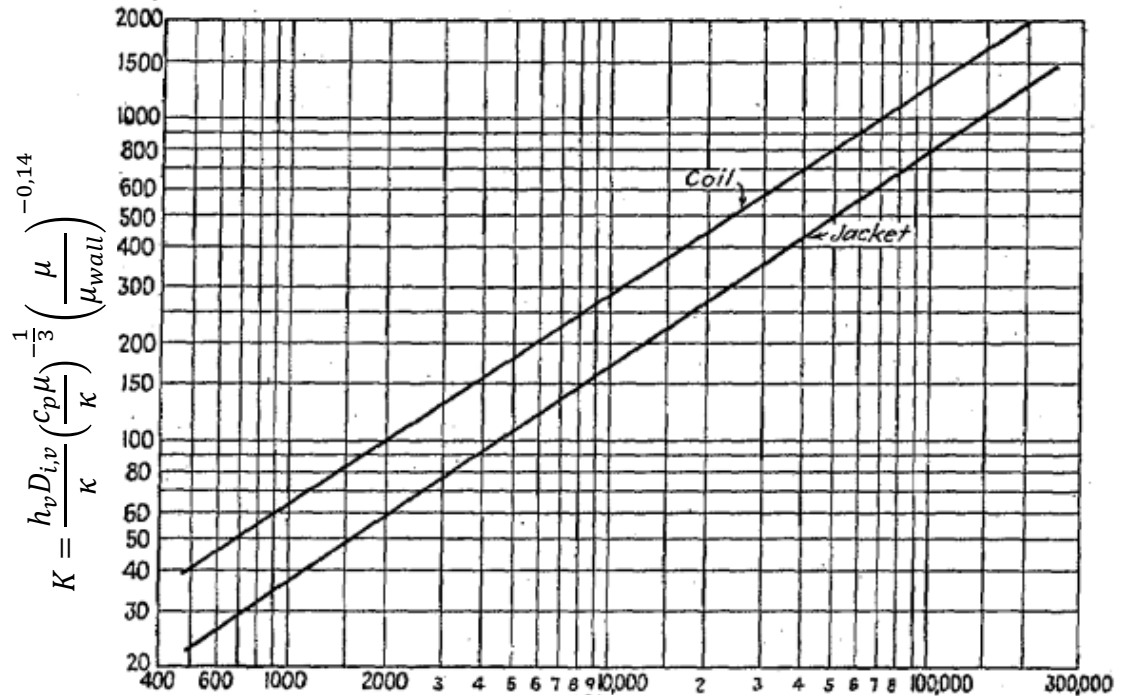
$$\frac{h_v D_{i,v}}{\kappa} = K \left(\frac{\rho \omega D_A^2}{\mu} \right)^a \left(\frac{c_p \mu}{\kappa} \right)^b \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^c$$

Los valores de K, a, b y c son fuertemente dependientes de la configuración de transferencia y del tipo de impulsor.

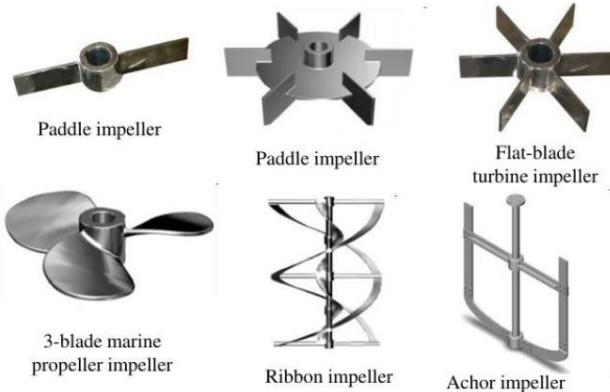
Una primera aproximación estaría determinada por la correlación de la izquierda

$D_{i,v}$: Diámetro interno del vessel

D_A : Diámetro del impulsor



$$Re_v = \left(\frac{\rho \omega D_A^2}{\mu} \right)$$



Chapter 3
Design of Heat Transfer Surfaces in Agitated Vessels
Vitor da Silva Rosa and Deivaldo de Moraes Júnior

Tanques agitados calefaccionados, coeficientes de transferencia y correlaciones

Coeficiente de transferencia lado interno h_i (coil jacket inner side)

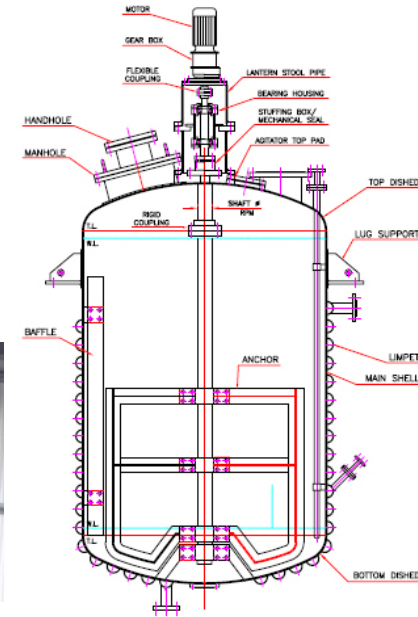
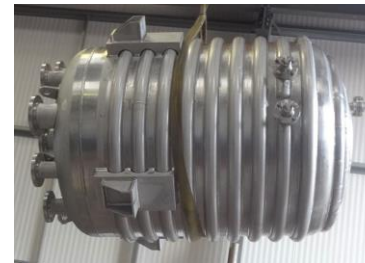
Correlación para *limpet coil agitated vessel half pipe jacket*

$$\frac{h_i D_i}{\kappa} = 0,021(Re)^{0,85}(Pr)^{0,4} \left(\frac{D_i}{D_{coil}}\right)^{0,1} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}}\right)^{0,14} \quad Re = \frac{\rho v D_H}{\mu}$$

D_i : diámetro interno del tubo serpentín

D_H : diámetro hidráulico serpentín $D_H = 4 \frac{0,5 \frac{D_i^2}{4} \pi}{(D_i + \pi \frac{D_i}{2})}$

D_{coil} : diámetro serpentín



Limpet coil agitated vessel

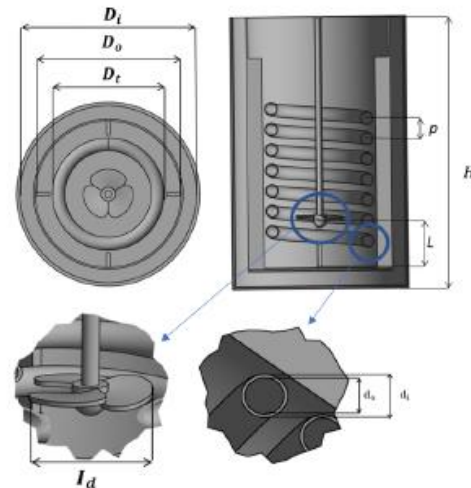
<https://youtu.be/PpWmlrBcA54>
Construcción

Correlación para *inner coil agitated vessel*

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 2300 \leq Re \leq 5.10^6 \quad 0,6 \leq Pr \leq 2000$$

$$f_{tubo} = (1,821 \log_{10} Rey - 1,64)^{-2} \quad \frac{\epsilon_r}{D_i} \sim 0$$

Correlación de Gnielinski ecuación de Filonenko



H_v

Proceedings of the 9th International Conference on Fluid Film, Heat and Mass Transfer (FFHTM22)
Nagare Falls, Canada - June 08-10, 2022
Paper No. 157
DOI: 10.1159/00022.151

HEAT TRANSFER ANALYSIS OF THE SPIRAL BAFFLED JACKETED MULTIPHASE OXYGEN REACTOR IN THE HYDROGEN PRODUCTION Cu-CI CYCLE

Mohammed W. Abdulrahman

Se requiere pasteurizar 500 L de leche (fracción másica de grasas, $w_{fat} = 3,5\%$; inicialmente a 5°C) mediante el proceso LTLT (*Low Temperature Long Time*) como paso previo para la fabricación de yogur. El proceso requiere un calentamiento batch hasta los 63°C por un periodo de 30 min. Para ello se utilizará un tanque agitado provisto de deflectores y serpentín interior. El fluido de servicio es vapor de agua saturado a 2 bar g, el que circulará por un pipe de acero inoxidable 1,5. in BWG 18. Dimensionar el tanque de pasteurización teniendo en cuenta que: a) la altura del tanque de pasteurización es idéntica a su diámetro b) el diámetro del impulsor es el tercio del diámetro interno del tanque. c) el diámetro del serpentín es dos tercios del diámetro interno del tanque d) la separación vertical entre hélices del serpentín es un cuarto del diámetro del serpentín e) se debe seleccionar entre dos posibles configuraciones de impulsores: FBT: Flat six Blade Turbine y TBP: Two Blade Padle f) para minimizar ensuciamiento la mínima velocidad de flujo de la leche debe ser $0.65 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ g) la velocidad de circulación del vapor no debe superar los $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Datos: el coeficiente pelicular de transferencia del vapor es: $h_{io}[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}] = 8520$; $R_v[\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}] = 1,7197\cdot 10^{-4}$

$$Nu_{FBT} = 4,01Re^{0,413}Pr^{\frac{1}{3}}; Nu_{TBP} = 2,33Re^{0,543}Pr^{\frac{1}{3}};$$

propiedades termofísicas de la leche: $cP[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] = 3744,48 + 1,15T + 3,93\cdot 10^{-3}T^2$

$$\rho[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}] = 1042,01 - 0,37T + 3,6\cdot 10^{-4}T^2;$$

$$\mu[\text{cp}] = (0,9565 - 1,3004\cdot 10^{-3}T + 1,9580\cdot 10^{-4}T^2) + w_{fat}(0,4766 - 1,144\cdot 10^{-2}T + 7,2642\cdot 10^{-5}T^2);$$

$$\kappa[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}] = 1,63\cdot 10^{-2} + 1,4\cdot 10^{-3}T + 0,2(1 - w_{fat}) + 4\cdot 10^{-2}w_{fat};$$

J Food Sci Technol
<https://doi.org/10.1007/s1197-018-3169-z>

ORIGINAL ARTICLE



Determination of forced convection heat transfer coefficients and development of empirical correlations for milk in vessel with mechanical agitators

E. Rajasekaran¹ · B. Kumar¹ · R. Muruganandhan¹ · S. V. Raman¹ · Usha Antony¹

