

TEMA 7 INTERCAMBIADORES DE CALOR

ÍNDICE

| | |
|--|------|
| 7.- INTERCAMBIADORES DE CALOR | 7.01 |
| 7.0.- OBJETIVO..... | 7.01 |
| 7.1.- INTRODUCCIÓN..... | 7.01 |
| 7.2.- TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR | 7.02 |
| 7.2.1.- Intercambiadores de tubería doble | 7.02 |
| 7.2.2.- Intercambiadores enfriados por aire | 7.03 |
| 7.2.3.- Intercambiadores de tipo placa | 7.04 |
| 7.2.4.- Intercambiadores de casco y tubo | 7.05 |
| • Intercambiador De Cabezal Flotante Interno (tipo AES) | 7.07 |
| • Intercambiador De Lamina Y Tubo Fijo (tipo BEM) | 7.07 |
| • Intercambiador De Cabezal Flotante Exterior (tipo AEP) | 7.08 |
| • Intercambiador De Cabezal Y Tubos Integrados (tipo CFU)..... | 7.08 |
| • Rehervidor De Caldera (tipo AKT) | 7.09 |
| • Condensador De Flujo Dividido (tipo AJW)..... | 7.09 |
| 7.3.- DISEÑO DE INTERCAMBIADORES | 7.10 |
| 7.3.1.- Balance de energía..... | 7.11 |
| 7.3.2.- Asignación de flujos | 7.12 |
| 7.3.3.- Diagramas térmicos..... | 7.13 |
| 7.3.4.- Número de celdas en serie | 7.13 |
| 7.3.5.- Diferencia de temperatura media corregida | 7.13 |
| 7.3.6.- Cálculo del diámetro del tubo, espesor y longitud..... | 7.14 |
| 7.3.7.- Coeficientes de transferencia de calor..... | 7.14 |
| 7.3.8.- Superficie necesaria | 7.19 |
| 7.3.9.- Tamaño del casco | 7.19 |
| 7.3.10.- Pérdida de presión en el tubo | 7.21 |
| 7.3.11.- Pérdida de presión en el casco..... | 7.22 |
| 7.4.- ESTIMACIÓN DE COSTES Y MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN | 7.24 |
| 7.4.1.- Materiales de construcción..... | 7.24 |
| 7.4.2.- Estimación de costes..... | 7.25 |
| 7.5.- PROBLEMAS | 7.27 |

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **PROCESS COMPONENT DESIGN.** P. Buthod & all, Capítulo 8 “Heat Exchangers Design”. Universidad de Tulsa .Oklahoma
- [2] **CHEMICAL PROCESS EQUIPMENT, SELECTION AND DESIGN** Stanley M. Walas. Section 8 “Heat Transfer and Heat Exchangers”. Butterworth-Heinemann
- [3] **MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO.** Perry & Chilton. Sección 10. “Transferencia de Calor”. Sección 11. “Equipos de Transferencia de Calor”. Mc Graw Hill

7.- INTERCAMBIADORES DE CALOR.

7.0.- OBJETIVO.

- 1.- Describir los tipos básicos de Intercambiadores de Calor, indicando sus aplicaciones principales y criterios de selección.
- 2.- Exponer el método de cálculo de un intercambiador de calor, identificando la superficie de intercambio, dimensiones y configuraciones de tubos y cascos, y pérdidas de carga.
- 3.- Introducción a la selección de materiales y costes de un intercambiador de calor

7.1.- INTRODUCCIÓN.

Un **Intercambiador de Calor** es un equipo utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo esta calor a otro fluido que está frío y necesita ser calentado. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos.

Las **aplicaciones** de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

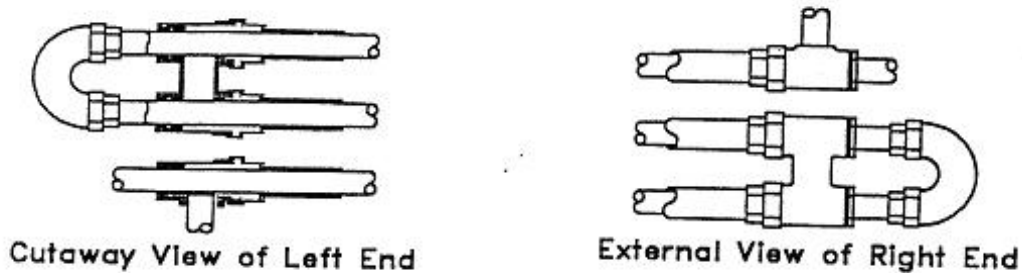
- **Intercambiador de Calor:** Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.
- **Condensador:** Condensa un vapor o mezcla de vapores.
- **Enfriador:** Enfría un fluido por medio de agua.
- **Calentador:** Aplica calor sensible a un fluido.
- **Rehervidor:** Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona el calor de reebulición que se necesita para la destilación. (Los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera,...)
- **Vaporizador:** Un calentador que vaporiza parte del líquido

7.2.- TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

En este punto se realiza una descripción de los tipos fundamentales de intercambiadores que son.

- Intercambiadores de tubería doble
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de tipo placa
- Intercambiadores de casco y tubo

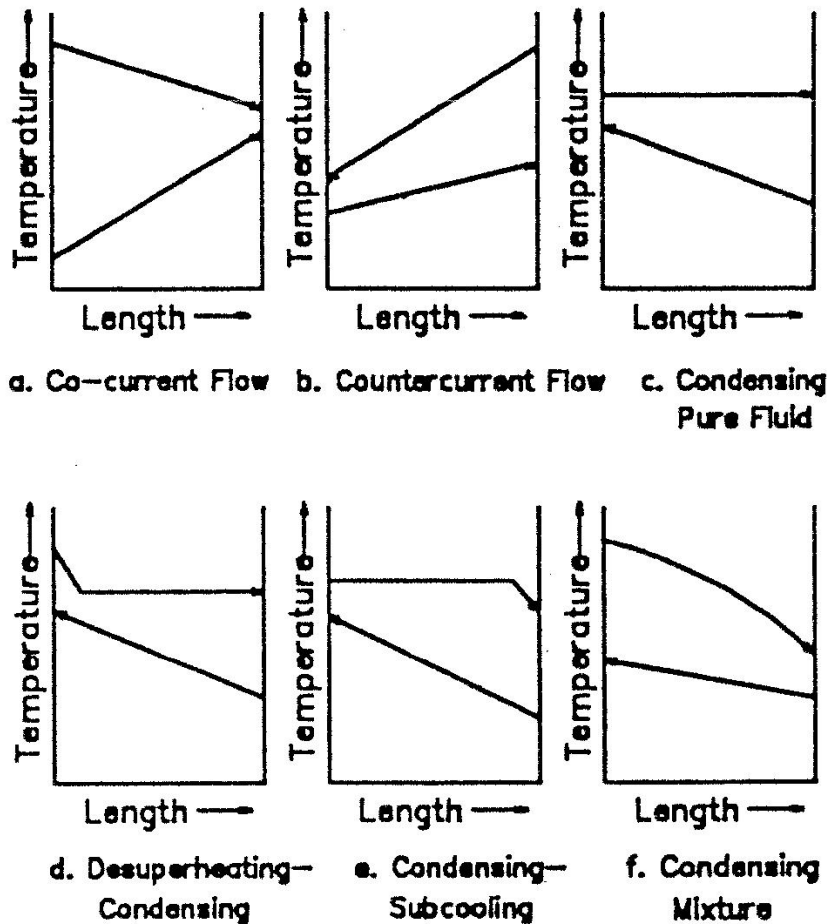
7.2.1.- Intercambiadores de tubería doble.



Consiste en un tubo pequeño que esta dentro de otro tubo mayor, circulando los fluidos en el interior del pequeño y entre ambos.

Estos intercambiadores se utilizan cuando los requisitos de área de transferencia son pequeños.

Las curvas características de evolución de temperaturas en intercambiadores son:

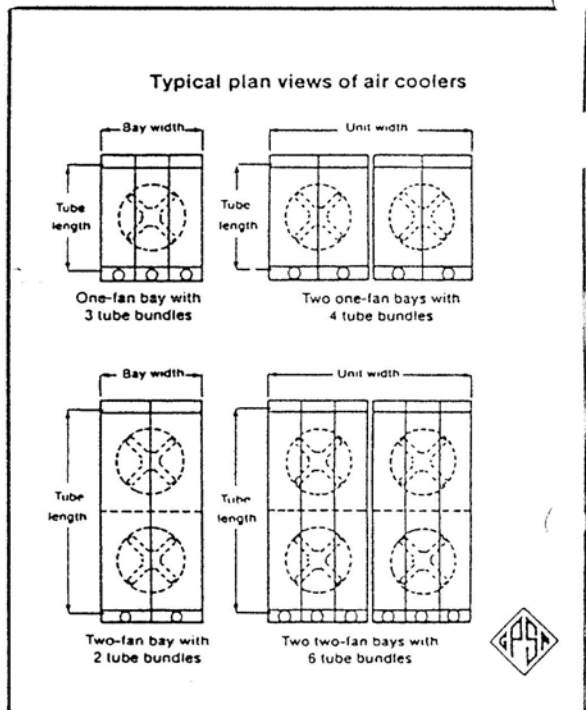
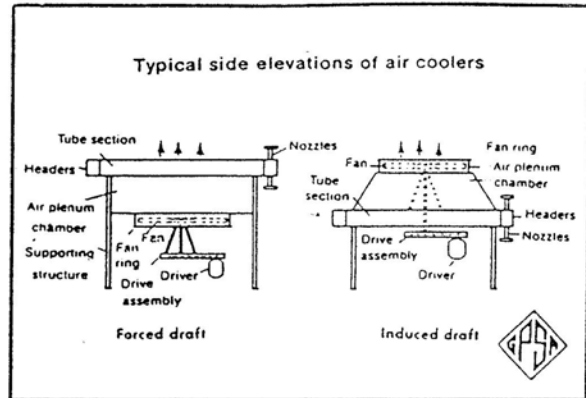
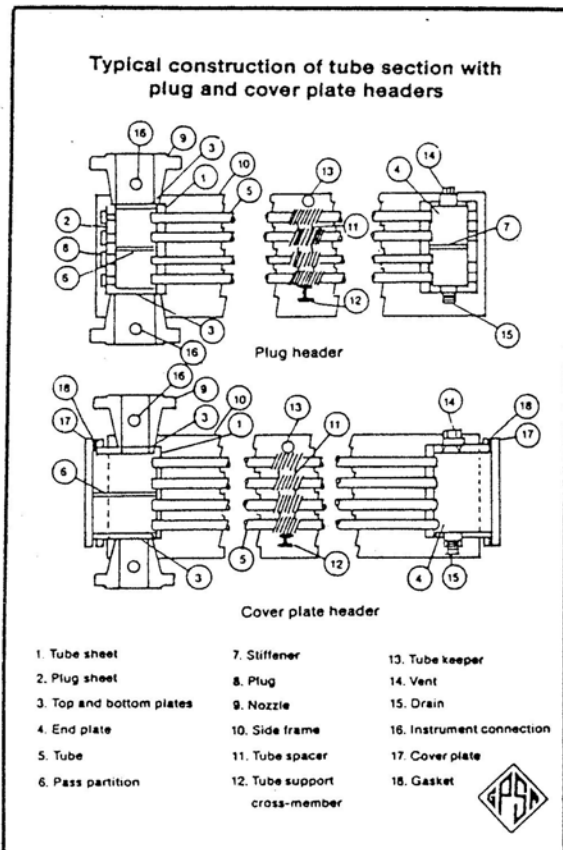


7.2.2.- Intercambiadores enfriados por aire.

Consisten en una serie de tubos situados en una corriente de aire, que puede ser forzada con ayuda de un ventilador. Los tubos suelen tener aletas para aumentar el área de transferencia de calor .

Pueden ser de hasta 40 ft (12 m) de largo y anchos de 8 a 16 ft (2,5 a 5 m).

La selección de un intercambiador enfriado por aire frente a uno enfriado por agua es una cuestión económica, hay que considerar gastos de enfriamiento del agua, potencia de los ventiladores y la temperatura de salida del fluido (un intercambiador de aire, tiene una diferencia de temperatura de unos 15 °F (8 °C)). Con agua se obtienen diferencias menores.



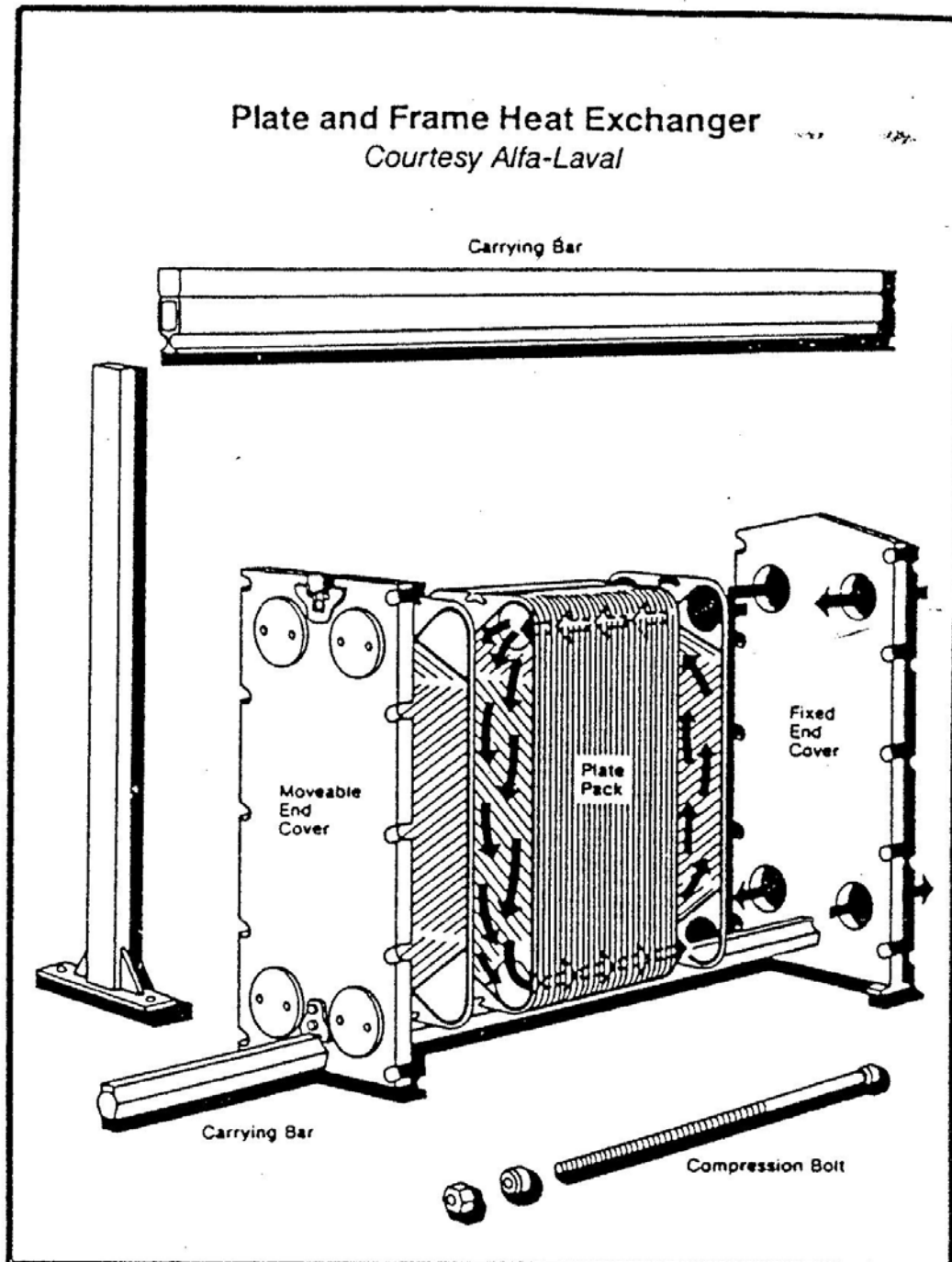
Air-Cooled Heat Exchangers

7.2.3.- Intercambiadores de tipo placa.

Llamados también intercambiadores compactos. Pueden ser de diferentes tipos:

- Intercambiadores de tipo placa y armazón (*plate-and-frame*) similares a un filtro prensa.
- Intercambiadores de aleta de placa con soldadura (*plate fin*).

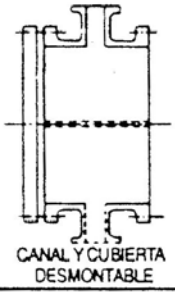
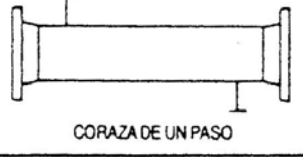
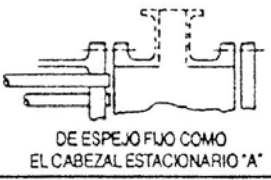
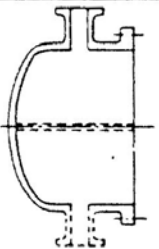
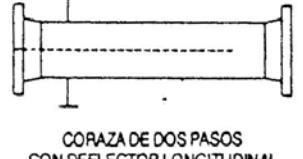

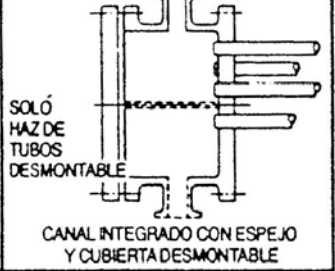

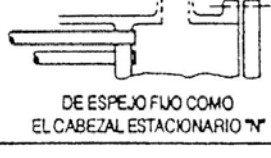
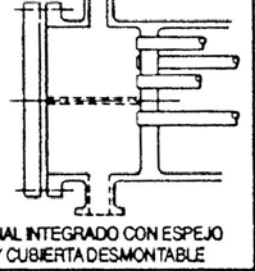
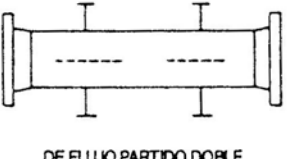
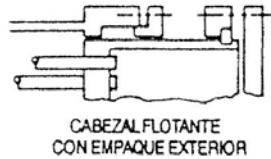
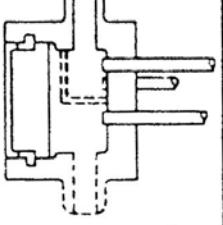
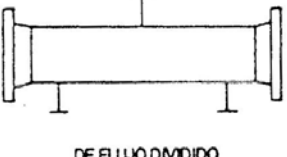
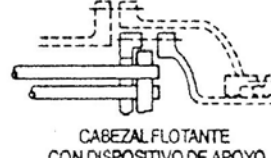
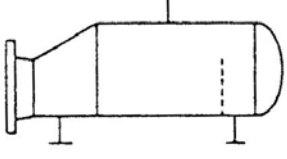
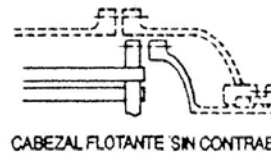
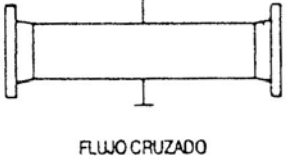
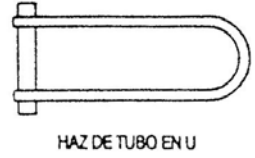
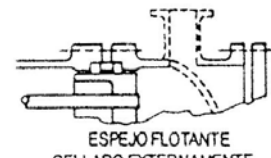
Admiten una gran variedad de materiales de construcción, tiene una elevada área de intercambio en una disposición muy compacta. Por la construcción están limitados a presiones pequeñas.



7.2.4.- Intercambiadores de casco y tubo.

Son los intercambiadores más ampliamente utilizados en la industria química y con las consideraciones de diseño mejor definidas. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro.

Las consideraciones de diseño están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (**TEMA**)

| | TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL | | TIPOS DE CORAZAS | | TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR |
|----------|---|----------|--|----------|---|
| A |  CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE | E |  CORAZA DE UN PASO | L |  DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A" |
| B |  CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA) | F |  CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL | M |  DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B" |
| C |  SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE | G |  DE FLUJO PARTIDO | N |  DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N" |
| N |  CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE | H |  DE FLUJO PARTIDO DOBLE | P |  CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR |
| D |  CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN | J |  DE FLUJO DIVIDIDO | S |  CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO |
| | | K |  REHERVIDOR DE CALDERA | T |  CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA |
| | | X |  FLUJO CRUZADO | U |  HAZ DE TUBO EN U |
| | | | | W |  ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE |

Un intercambiador de calor de casco y tubo conforme a TEMA se identifica con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas.

La primera letra es la indicativa del tipo del cabezal estacionario. Los tipo **A** (Canal y cubierta desmontable) y **B** (Casquete) son los más comunes.

La segunda letra es la indicativa del tipo de casco. La más común es la **E** (casco de un paso) la **F** de dos pasos es mas complicada de mantener. Los tipos **G, H y J** se utilizan para reducir las perdidas de presión en el casco. El tipo **K** es el tipo de rehervidor de caldera utilizado en torre de fraccionamiento.

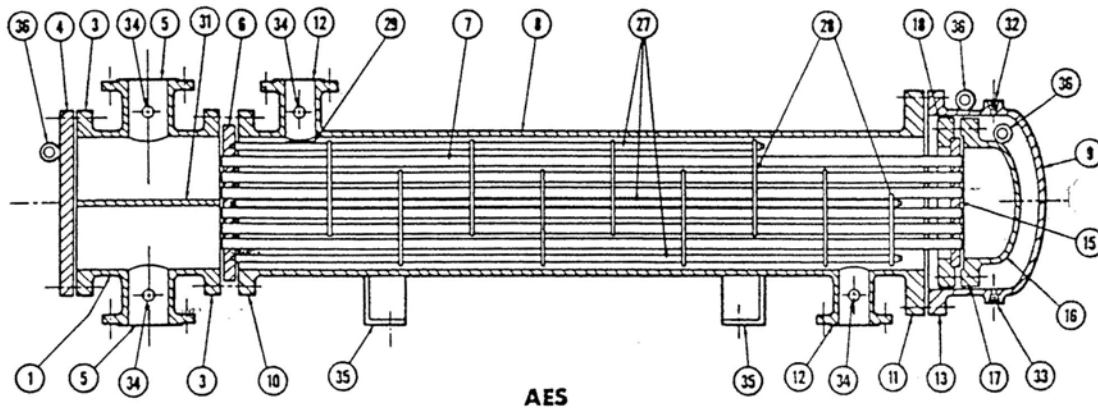
La tercera letra nos indica el tipo de cabezal del extremo posterior, los de tipo **S, T y U** son los más utilizados. El tipo **S** (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo. El tipo **T** (Cabezal flotante sin contrabrida) puede sacarse sin desmontar, pero necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. El tipo **U** (haz de tubo en U) es el mas económico, pero a la hora de mantenimiento necesita una gran variedad de tubos en stock.

TIPOS DE INTERCAMBIADORES

Los intercambiadores de casco y tubo de TEMA descritos a continuación tienen la siguiente descripción de sus componentes principales:

- | | |
|---|---|
| 1. Cabezal estacionario, canal | 21. Cubierta del cabezal flotador, exterior |
| 2. Cabezal estacionario, casquete | 22. Faldón de lámina de cierre tubular del flotador |
| 3. Pestaña de cabezal estacionario, canal o casquete | 23. Brida del prensaestopas |
| 4. Cubierta de canal | 24. Empaque |
| 5. Tobera de cabezal estacionario | 25. Anillo seguidor de empaque |
| 6. Lámina estacionaria de tubo | 26. Anillo de cierre hidráulico |
| 7. Tubos | 27. Bielas y espaciadores |
| 8. Casco | 28. Desviadores transversales o placas de apoyo |
| 9. Cubierta del casco | 29. Desviador de choque |
| 10. Brida del casco, extremo del cabezal estacionario | 30. Desviador longitudinal |
| 11. Brida del casco, extremo del cabezal posterior | 31. Separación de paso |
| 12. Tobera del casco | 32. Conexión de ventila |
| 13. Brida de la cubierta del casco | 33. Conexión de drenaje |
| 14. Junta de expansión | 34. Conexión de instrumentos |
| 15. Lámina de cierre tubular del flotador | 35. Albardilla de soporte |
| 16. Cubierta del cabezal flotador | 36. Talón elevador |
| 17. Brida del cabezal flotador | 37. Ménsula de soporte |
| 18. Dispositivo de apoyo del cabezal flotador | 38. Vertedero |
| 19. Anillo de cizalla dividida | 39. Conexión de nivel de líquido |
| 20. Brida de apoyo dividida | |

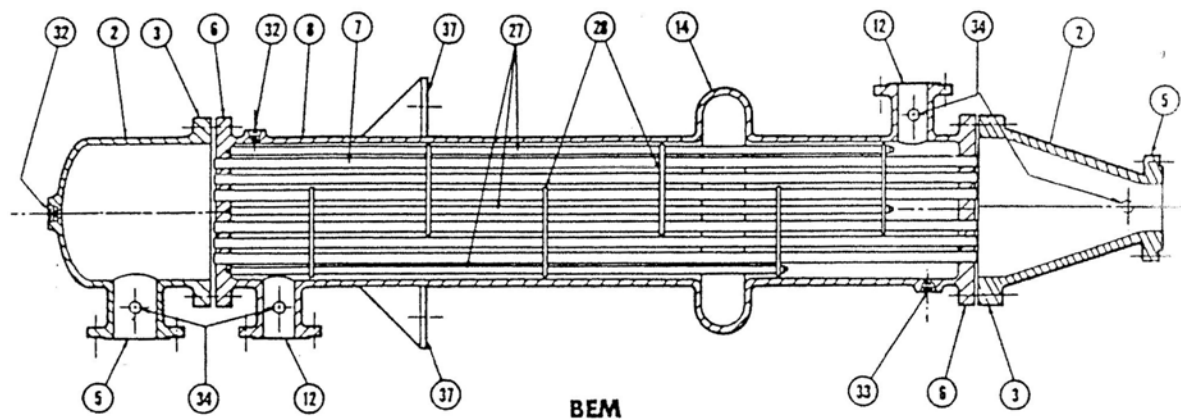
•INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE INTERNO (tipo AES)



Es el modelo más común, tiene casco de un paso, tubos de doble paso con canal y cubierta desmontable, cabezal flotante con dispositivo de apoyo. tiene desviadores transversales y placas de apoyo. Sus características son:

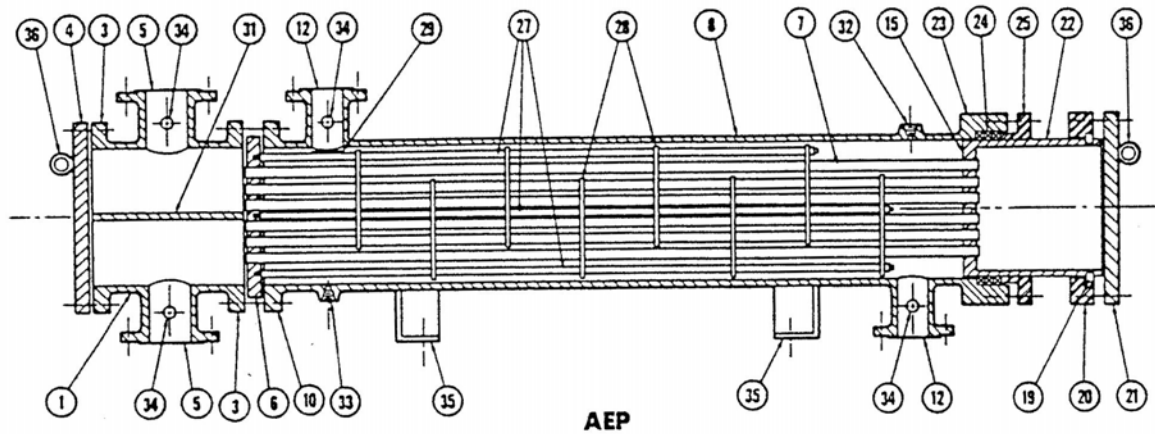
- 1.- Permite la expansión térmica de los tubos respecto al casco.
- 2.- Permite el desmontaje
- 3.- en lugar de dos pasos puede tener 4,6 u 8 pasos.
- 4.- Los desviadores transversales, con el porcentaje de paso y su separación modifican la velocidad en el casco y su pérdida de carga.
- 5.- el flujo es contracorriente y a favor de corriente en la mitad de los tubos.

•INTERCAMBIADOR DE LAMINA Y TUBO FIJO (tipo BEM)



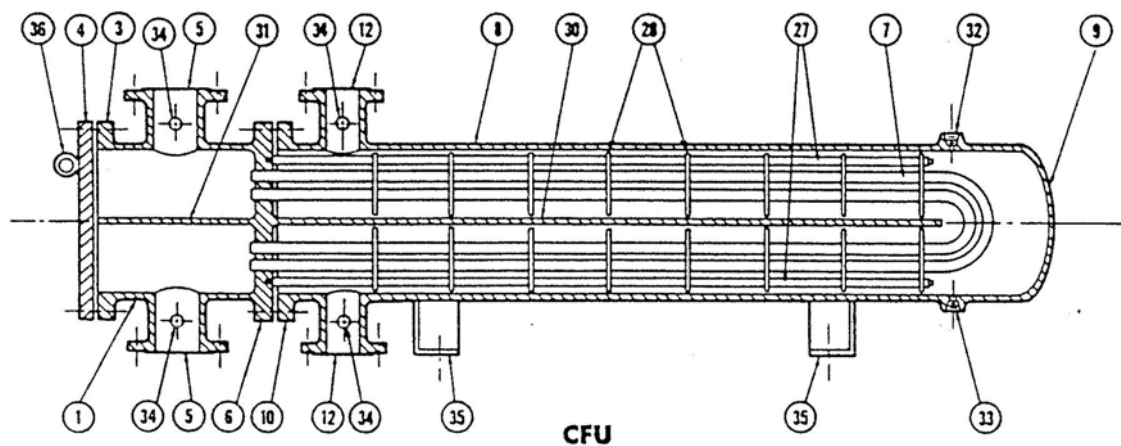
- 1.- Este intercambiador no tiene apenas diferencia entre ambos extremos, es de un solo paso en tubo y casco, lo que limita la velocidad dentro de los tubos, lo que reduce el coeficiente de transmisión de calor.
- 2.- Tiene junta de expansión en casco.
- 3.- Imposibilidad de apertura para limpieza en lado del casco.

•INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE EXTERIOR (tipo AEP)



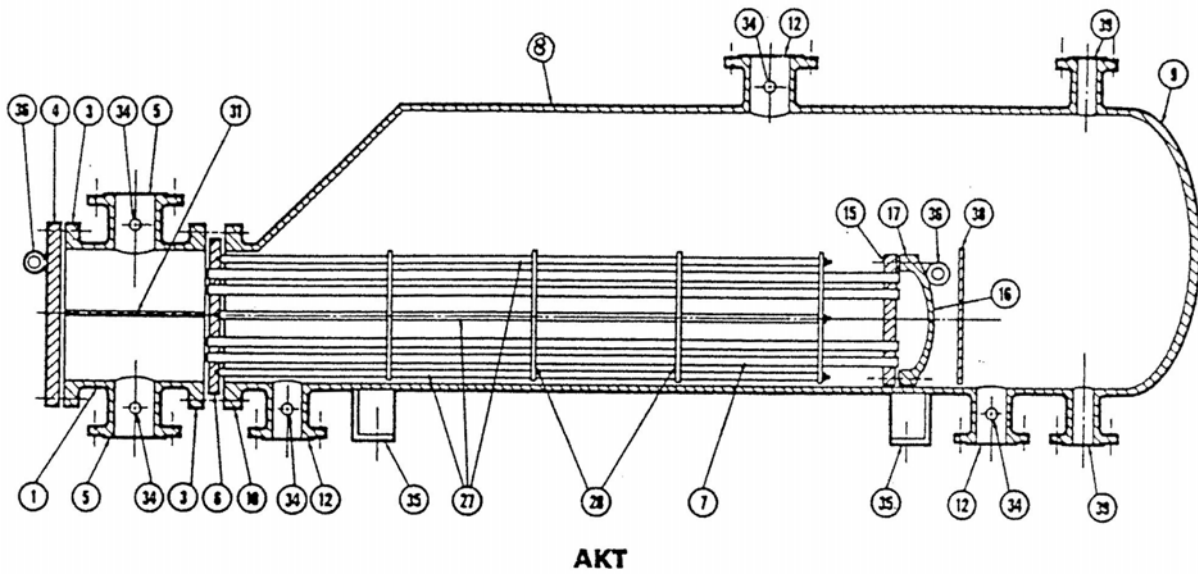
Este modelo permite cierto movimiento del cabezal flotante y puede desmontarse para limpieza. Tiene el inconveniente de necesitar más mantenimiento para mantener el empaquetado y evitar las fugas.

●INTERCAMBIADOR DE CABEZAL Y TUBOS INTEGRADOS (tipo CFU)



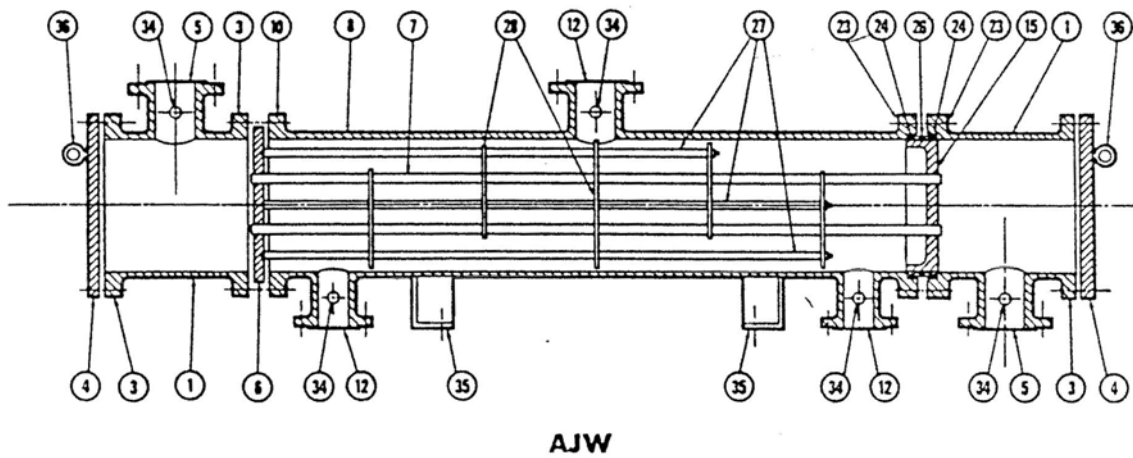
Este modelo tiene el conjunto de tubos en U lo que permite un fácil desmontaje del conjunto de tubos. Tiene el inconveniente a la hora de sustituir un tubo dañado. Tiene el desviador central unido a la placa de tubos .

•REHERVIDOR DE CALDERA (tipo AKT)



Este intercambiador se caracteriza por la configuración del casco. El conjunto de tubos puede ser también A-U, dando lugar al AKU. El vertedero a la derecha de los tubos mantiene el líquido hirviendo sobre los tubos. El vapor sale por la tobera superior y el líquido caliente sale por la tobera inferior.

•CONDENSADOR DE FLUJO DIVIDIDO (tipo AJW)



Se utiliza fundamentalmente para condensar vapores, pues disminuye la pérdida de carga (en un factor de 8). Parte del intercambiador se utiliza como condensador y parte puede utilizarse con enfriador. El desviador central divide el flujo en dos y el resto de desviadores lo llevan a través de los tubos para enfriarse.

7.3.- DISEÑO DE INTERCAMBIADORES.

Las **fases** a seguir en el **diseño de un intercambiador de calor de casco y tubo** son:

- 1.- Comprobar el **BALANCE DE ENERGÍA**, hemos de conocer las condiciones del procesamiento, caudales, temperaturas, presiones, propiedades físicas de los fluidos,...
- 2.- Asignar las **corrientes** al tubo y casco.
- 3.- Dibujar los **diagramas térmicos**.
- 4.- Determinar el **número** de intercambiadores en serie.
- 5.- Calcular los valores corregidos de la diferencia media de temperaturas (**MTD**).
- 6.- Seleccionar el **diámetro, espesor, material, longitud y configuración de los tubos**.
- 7.- Estimar los **coeficientes de película y de suciedad**. Calcular los **coeficientes globales de transmisión de calor**
- 8.- Calcular la **superficie** de intercambio estimada.
- 9.- Seleccionar el **tamaño del casco** (utilizando dos pasos en tubo).
- 10.- Calcular las **perdidas de presión en el lado del tubo** y recalcular el número de pasos para cumplir con las perdidas de presión admisibles.
- 11.- Asumir la separación entre desviadores y el área de paso para conseguir la **perdida de presión en casco** admisible.
- 12.- **Recalcular los coeficientes** de película en el lado del tubo y del casco utilizando las velocidades máxicas disponibles.
- 13.- **Recalcular los coeficientes globales** de transmisión de calor y comprobar si tenemos suficiente superficie de intercambio.
- 14.- Si la superficie de intercambio es muy grande o muy pequeña revisar los estimados de tamaño de carcasa y repetir las etapas 9-13.

7.3.1.- Balance de energía.

La ecuación del balance de energía para un intercambiador de calor es :

$$\text{APORTE DE CALOR AL FLUIDO FRÍO} - \text{APORTE DE CALOR AL FLUIDO CALIENTE} + \text{PERDIDAS DE CALOR} = 0$$

Los problemas del balance de energía pueden ser:

- 1.- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2), el calor transferido (q) y las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes (T_1, T_2, t_1, t_2), en este caso solo se comprueban los calores específicos y latentes de ambas corrientes y el calor transferido por ambas.
- 2.- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2) y las temperaturas de entrada y salida de una corriente así como la entrada de la otra (T_1, T_2, t_1), en este caso solo se calcula el calor cedido en una corriente (q) y se utiliza este para determinar la temperatura de salida de la otra (t_2).
- 3.- Se conocen el caudal de una corriente, (Q_1) y las temperaturas de entrada y salida de ambas (T_1, T_2, t_1, t_2), en este caso solo se calcula el calor cedido en una corriente (q) y se utiliza este para determinar el caudal de la otra (Q_2).
- 4.- Se conocen los caudales de las dos corrientes, (Q_1 y Q_2) y las temperaturas de entrada de ambas corrientes (T_1, t_1), en este caso hay que calcular las temperaturas de salida de ambas (T_2, t_2), y el calor transferido (q). Este cálculo introduce el concepto de **Temperatura de Acercamiento** (*approach*). El punto de acercamiento es aquel en que la temperatura de las dos corrientes es más próxima.

Los valores típicos de las temperaturas de acercamiento son:

| Aplicaciones | ΔT (°F) | ΔT (°C) |
|-------------------------------------|-----------------|-----------------|
| Unidades criogénicas | 5 - 10 | 3 - 6 |
| Intercambiadores enfriados por agua | 15 - 25 | 8 - 14 |
| Intercambiadores en refinerías | 40 - 50 | 20 - 30 |
| Hornos de convección | 75 - 100 | 40 - 55 |

Conocido el valor de la temperatura de acercamiento, conocemos una temperatura más y se puede realizar el cálculo como en 2.

7.3.2.- Asignación de flujos.

Las reglas aplicables para determinar que fluido va por el casco y cual por los tubos son:

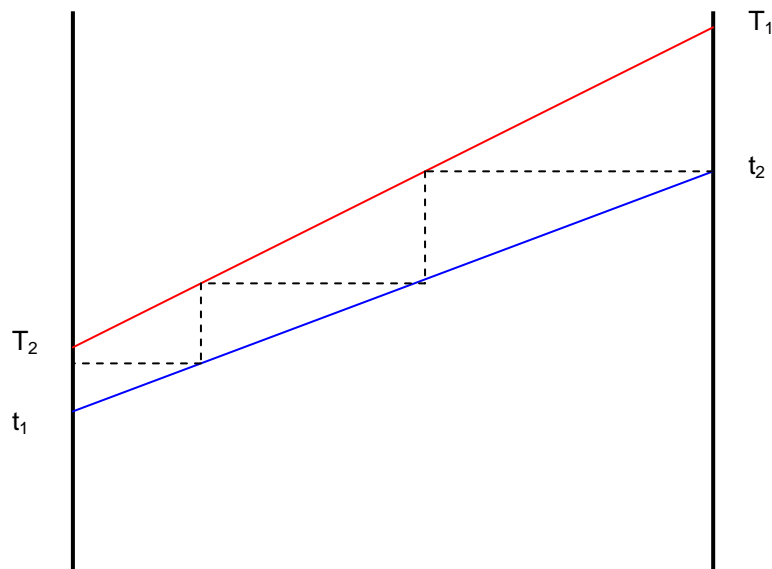
- 1.- El fluido a mayor presión va en los tubos.
- 2.- El fluido más corrosivo va en los tubos.
- 3.- Los fluidos más sucios van en los tubos
- 4.- El fluido con menor pérdida de presión va en el casco.
- 5.- El fluido a condensar en el casco.

7.3.3.- Diagramas térmicos.

Un diagrama térmico es la representación de la temperatura de las corrientes en función del calor transferido o de la longitud. Si existe cruce de temperaturas será necesario utilizar varios intercambiadores en serie.

7.3.4.- Número de celdas en serie.

El número de celdas en serie se determina a través del diagrama térmico. En un intercambiador con un paso en casco y dos en tubo no es posible que se crucen las temperaturas, es necesario establecer varias celdas donde las temperaturas de salida sean iguales ($T_2 = t_2$)



7.3.5.- Diferencia de temperatura media corregida.

La diferencia media de temperaturas (MTD) en un intercambiador de calor de casco y tubo es la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD) multiplicado por un factor (F)

$$MTD = F \times LMTD$$

Donde :

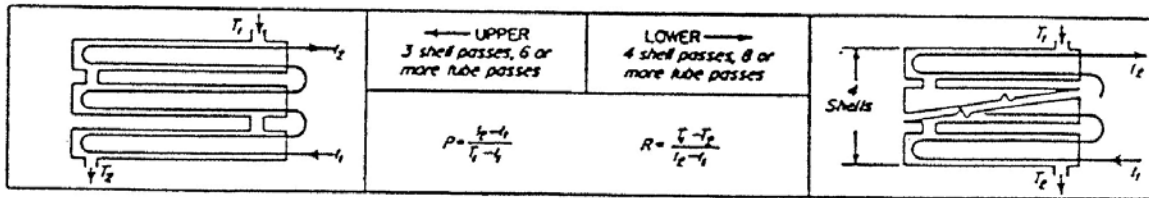
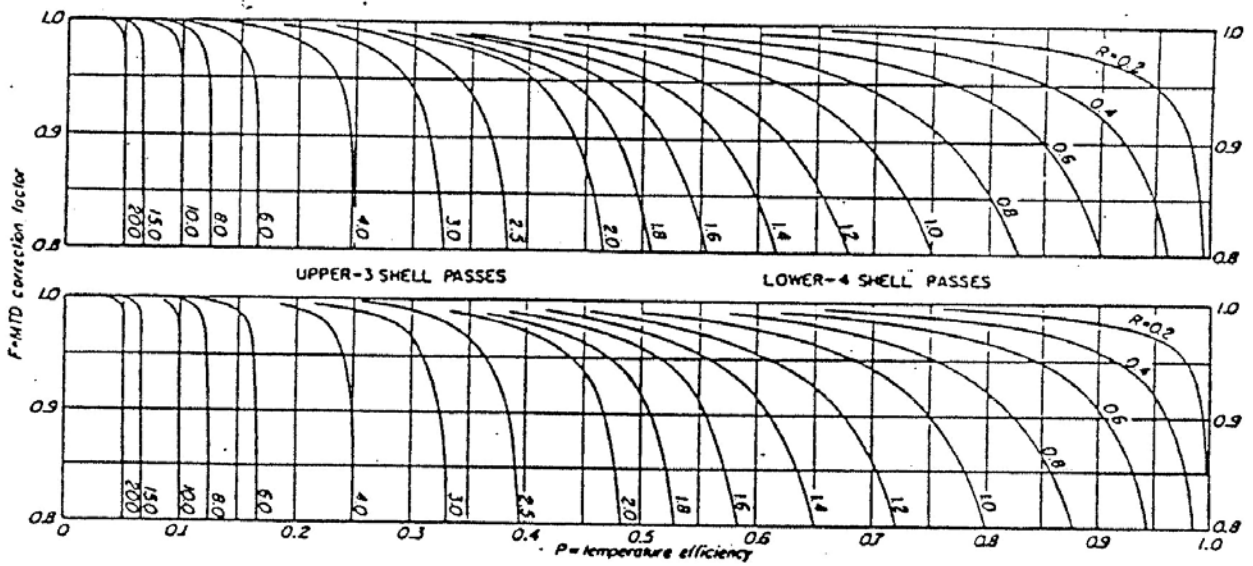
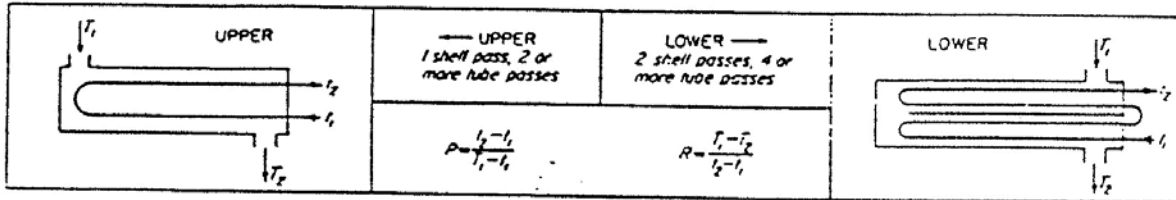
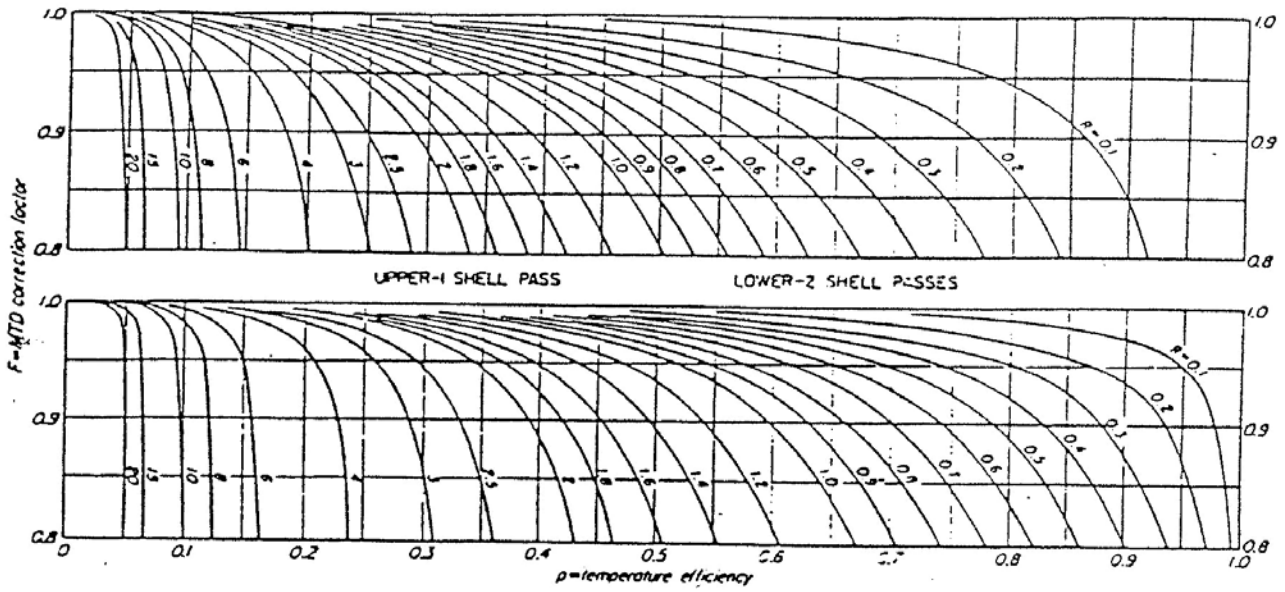
$$LMTD = \Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

siendo: T: temperatura fluido caliente; t: temperatura fluido frío
1: entrada; 2: salida.

Si tenemos varias zonas de transición (p.e., condensación más enfriamiento), hay que aplicar la ecuación de LMTD a cada tramo.

El factor F se obtiene de las siguientes gráficas. Un valor de $F < 0,8$ no es admisible por diseño, hay que calcular P y R según las ecuaciones:

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



MTD Correction Factor Charts

7.3.6.- Cálculo del diámetro del tubo, espesor y longitud.

El tamaño nominal de los tubos de un intercambiador de calor es el **diámetro exterior** en pulgadas, los valores típicos son 5/8, 3/4 y 1 in. Con **longitudes** de 8,10,12, 16 y 20 pies. Siendo la típica de 16 pies.

Los **espesores** de tubos está dados según BWG (Birmingham Wire Gauge) y se determinan por la presión de trabajo y el sobreespesor de corrosión. Los valores típicos son 16 ó 18 para Latón Admiralty y 12, 13 ó 14 para acero al carbono.

La **configuración** de los tubos puede ser cuadrada, cuadrada girada 90°, o triangular. La cuadrada se utiliza por facilidad de limpieza mecánica.

Las dimensiones típicas son:

| Diámetro del tubo | Separación entre tubos | Configuración |
|-------------------|------------------------|-----------------|
| 5/8 | 13/16 | Triangular |
| 5/8 | 7/8 | Cuadrada |
| 5/8 | 7/8 | Cuadrada girada |
| 3/4 | 15/16 | Triangular |
| 3/4 | 1 | Triangular |
| 3/4 | 1 | Cuadrada |
| 3/4 | 1 | Cuadrada girada |
| 1 | 1-1/4 | Triangular |
| 1 | 1-1/4 | Cuadrada |
| 1 | 1-1/4 | Cuadrada girada |

Una primera aproximación de tubos a utilizar es : **Diámetro 3/4 in, Separación triangular a 1 in con 16 ft de largo y espesor 14 BWG.**

7.3.7.- Coeficientes de transferencia de calor.

La ecuación básica de transferencia de calor es:

$$q=U_o A_o MTD$$

Donde: q = Calor transmitido por unidad de tiempo
 U_o = Coeficiente global de transmisión de calor
 A_o = Área de intercambio
 MTD= Diferencia media de temperaturas corregida.

El problema consiste en determinar el valor de U_o . Este coeficiente depende de la configuración del intercambiador el cual es función del área de intercambio. Por lo tanto el proceso es iterativo.

Se comienza con una estimación preliminar de U_o basada en reglas generales, con este valor podemos despejar el área de intercambio, con lo que conoceremos el número de tubos y su configuración y finalmente el tamaño del casco del intercambiador. Con las dimensiones se recalcula U_o y si este valor no concuerda con el previsto se repite el proceso.

El coeficiente global de transmisión de calor combina todas las resistencias al flujo calorífico. Todas deben basarse en el área exterior.

$$\frac{1}{U_o} = r_{i_o} + r_{d_{i_o}} + r_{m_o} + r_{d_o} + r_o$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_{i_o}} + r_{d_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_m} + r_{d_o} + \frac{1}{h_o}$$

Donde: r_{i_o} = Resistencia de película interna = 1/h_{i_o}
 r_{d_{i_o}} = Resistencia de suciedad interna
 r_{m_o} = Resistencia de la pared metálica

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

- r_{do} = Resistencia de suciedad externa
 r_o = Resistencia de película externa = $1/h_o$
 h = Coeficiente de película de transmisión de calor
 d_i = Diámetro interno
 d_o = Diámetro externo
 k_m = Conductividad térmica del material.

Todo en unidades equivalentes:

| variable | sistema ingles | sistema Internacional |
|-----------|---------------------------|-----------------------|
| $h, 1/r,$ | Btu/hr-ft ² °F | W/m ² °K |
| d | ft | m |
| k_m | Btu/hr-ft °F | W/m °K |

Hay que conocer las resistencias por suciedad y los coeficientes de película.

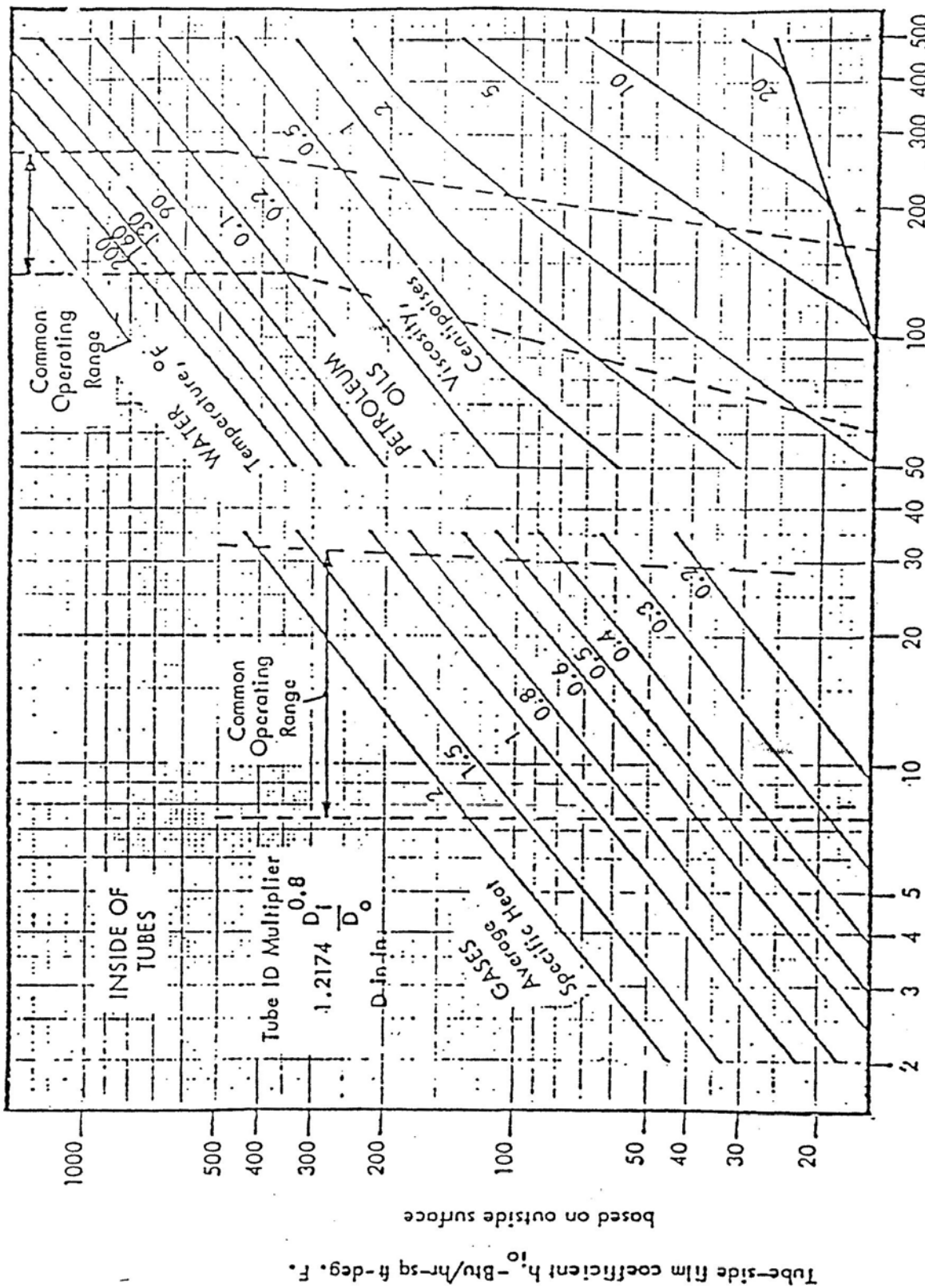
Los coeficientes de resistencias por suciedad están tabulados y dependen de la suciedad del fluido o de su capacidad corrosiva.

Los coeficientes de película se pueden obtener de tablas o calcular si conocemos la configuración del intercambiador.

| r_d | | | | r_a | | | |
|--|---|-------------|---------------------------|--|--|-------------|---------------------------|
| Lado de la cubierta (o coraza) | Lado de los tubos | U de diseño | Incluye la suciedad total | Lado de la cubierta (o coraza) | Lado de los tubos | U de diseño | Incluye la suciedad total |
| Medios de liquido-liquido | | | | Medios de gas-liquido | | | |
| Aroclor 1248 | Combust. para jet | 100-150 | 0.0015 | Aire, N ₂ , etc. (comprimidos) | Agua o salmuera | 40-80 | .005 |
| Asfalto diluido | Agua | 10-20 | .01 | Aire, N ₂ etc., Λ | Agua o salmuera | 10-50 | .005 |
| Agua desmineralizada | Agua | 300-500 | .001 | Agua o salmuera | Aire, N ₂ (comprimido) | 20-40 | .005 |
| Soluciones de 10-25% de etanolamina (MEA o DEA) | Soluciones de agua, DEA o MEA | 140-200 | .003 | Agua o salmuera | Aire, N ₂ , etc., Λ | 5-20 | .005 |
| Combustóleo | Agua | 15-25 | .007 | Agua | Mezclas de gas natural que contienen hidrógeno | 80-125 | .003 |
| Combustóleo | Petróleo | 10-15 | .008 | Vaporizadores | | | |
| Gasolina | Agua | 60-100 | .003 | Amoniaco anhidro | Condensación de vapor | 150-300 | .0015 |
| Aceites pesados | Aceites pesados | 10-40 | .004 | Cloro | Condensación de vapor | 150-300 | .0015 |
| Aceites pesados | Agua | 15-50 | .005 | Cloro | Accite ligero de transferencia de calor | 40-60 | .0015 |
| Corriente reformadora rica en hidrógeno | Corriente reformadora rica en hidrógeno | 90-120 | .002 | Propano, butano, etc. | Condensación de vapor | 200-300 | .0015 |
| Queroseno o gasoil | Agua | 25-50 | .005 | Agua | Condensación de vapor | 250-400 | .0015 |
| Queroseno o gasoil | Petróleo | 20-35 | .005 | $r_d = \text{hr-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{Btu}$ $U = \text{Btu}/\text{hr-ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ | | | |
| Queroseno o comb. para jet | Tricloroetileno | 40-50 | .0015 | | | | |
| Agua para la cubierta | Agua | 230-300 | .002 | | | | |
| Aceite lub. (baja viscosidad) | Agua | 25-50 | .002 | | | | |
| Aceite lub. (alta viscosidad) | Agua | 40-80 | .003 | | | | |
| Aceite lubricante | Petróleo | 11-20 | .006 | | | | |
| Nafta | Agua | 50-70 | .005 | | | | |
| Nafta | Petróleo | 25-35 | .005 | | | | |
| Disolventes orgánicos | Agua | 50-150 | .003 | | | | |
| Disolventes orgánicos | Salmuera | 35-90 | .003 | | | | |
| Disolventes orgánicos | Disolventes orgánicos | 20-60 | .002 | | | | |
| Derivados de aceite de resina, aceites vegetales, etc. | Agua | 20-50 | .004 | | | | |

COEFICIENTE DE PELÍCULA, LADO DEL TUBO (h_{i0}).

El sistema más rápido es estimar h_{i0} utilizando la siguiente tabla, donde se obtiene h_{i0} en función de la temperatura (agua), viscosidad (petróleos), o calores específicos (gases) y de la velocidad másica ($lb/s-ft^2$), donde h_{i0} está en $Btu/hr-ft^2-°F$. Utilizar los rangos de velocidad recomendados.



Heat transfer coefficients for fluids inside of tubes. Chart is based on 1 inch-12 BWG tubes. For 3/4" 14 BWG tubes, multiply film coefficient by 1.056. For viscous oils a viscosity gradient correction r' or should be applied.

Las ecuaciones aplicables son:

$$G = \frac{Q}{N_p \cdot \frac{\pi}{4} d_i^2}$$

Donde Q = Caudal

N_p = Número de tubos / número de pasos

d_i = diámetro interior del tubo.

Una vez obtenido el valor de la gráfica **h** el valor de h_{i0} se obtiene con la ecuación:

$$h_{i0} = h \cdot 1.2174 \frac{d_i^{0.8}}{d_o}$$

Las ecuaciones analíticas para determinar h_{i0} son las siguientes:

Flujo turbulento $Re > 10000$

$$h_{i0} = 0.027 \left(\frac{k}{D_o} \right) (Re^{0.8}) (Pr^{0.333}) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Flujo laminar $Re < 2100$

$$h_{i0} = 1.86 \left(\frac{k}{D_o} \right) (Re \cdot Pr \cdot D_i)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Donde : h_{i0} = coeficiente de película interior (Btu/hr-ft² -°F)

Re = Número de Reynolds del fluido (adimensional)

Pr = Número de Prandtl del fluido (adimensional)

$$Re = 124 d_i G / \mu Pr = 2.42 c \mu / k$$

c = calor específico del fluido (Btu/lb-°F)

k = conductividad térmica del fluido (Btu/hr-ft-°F)

d_i = diámetro interior (in)

D_i = diámetro interior (ft)

D_o = diámetro exterior (ft)

μ = Viscosidad a la temperatura media $(t_1 + t_2)/2$ (cp)

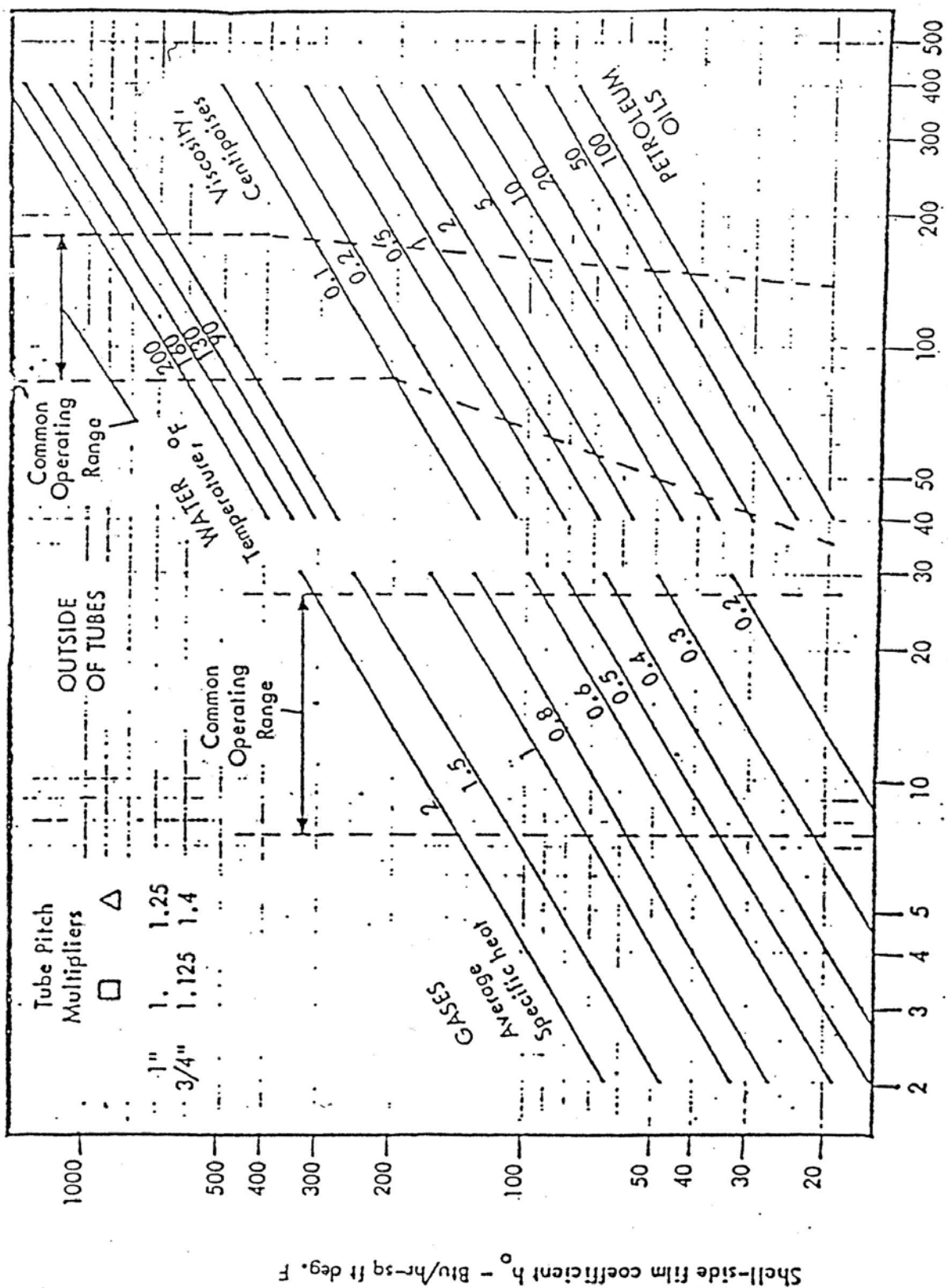
μ_w = Viscosidad a la temperatura media de la pared

Si el Re esta entre ambos limites, hay que interpolar el valor de h_{i0} .

COEFICIENTE DE PELÍCULA, LADO DEL CASCO (h_o).

El sistema más rápido es estimar h_o utilizando la siguiente tabla, donde se obtiene h_o en función de la temperatura (agua), viscosidad (petróleos), o calores específicos (gases) y de la velocidad másica (lb/s-ft²), donde h_o está en Btu/hr-ft²-°F. Utilizar los rangos de velocidad recomendados.

Hay que aplicar el factor de corrección indicado en función de la configuración de los tubos y su diámetro.



Heat transfer coefficients for fluids in the shell of a heat exchanger. Chart is based on 1 inch tubes on 1 1/4 inch square pitch. For viscous oils a viscosity gradient correction factor should be applied.

7.3.8.- Superficie necesaria.

La superficie de intercambio (A_o) se obtiene de la siguiente fórmula:

$$A_o = \frac{q}{U_o MTD}$$

Si tenemos diferentes condiciones de intercambio, como enfriamiento y condensado, se calcula el área de intercambio necesaria para cada condición siendo el total la suma de ambas.

El numero de tubos por celda simple será :

$$N_t = A_o / \pi d_o L N_s$$

Donde N_s = Número de celdas.

7.3.9.- Tamaño del casco.

El número de tubos para diámetro ¾ in con separación 15/16 in y configuración triangular es el siguiente:

Tube-Count Table for ¾-in. Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch
Split-Ring Floating-Head Construction
(See Table 8-4 for other configurations)

| Shell ID In. | Diam. of Outer Tube Limit - In. | Number of Tube Passes | | | | |
|--------------|---------------------------------|-----------------------|------|------|------|------|
| | | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 |
| 8.07 | 6.821 | 38 | 32 | 26 | 24 | 18 |
| 10.02 | 8.770 | 62 | 56 | 47 | 42 | 36 |
| 12.00 | 10.750 | 109 | 98 | 36 | 82 | 80 |
| 13.25 | 12.000 | 127 | 114 | 96 | 90 | 86 |
| 15.25 | 14.000 | 170 | 160 | 140 | 136 | 128 |
| 17.25 | 16.000 | 239 | 224 | 194 | 188 | 178 |
| 19.25 | 18.000 | 301 | 282 | 252 | 244 | 234 |
| 21.00 | 19.250 | 361 | 342 | 314 | 306 | 290 |
| 23.25 | 21.500 | 442 | 420 | 386 | 378 | 364 |
| 25.00 | 23.375 | 531 | 506 | 458 | 446 | 434 |
| 27.00 | 25.375 | 637 | 602 | 550 | 536 | 524 |
| 29.00 | 27.375 | 721 | 692 | 640 | 629 | 594 |
| 31.00 | 29.375 | 847 | 822 | 766 | 722 | 720 |
| 33.00 | 31.375 | 974 | 938 | 872 | 852 | 826 |
| 35.00 | 33.375 | 1102 | 1068 | 1004 | 988 | 958 |
| 37.00 | 35.250 | 1220 | 1200 | 1144 | 1104 | 1078 |
| 39.00 | 37.250 | 1377 | 1330 | 1258 | 1248 | 1212 |
| 42.00 | 40.250 | 1611 | 1580 | 1498 | 1464 | 1456 |
| 44.00 | 42.250 | 1782 | 1738 | 1650 | 1624 | 1592 |
| 48.00 | 46.000 | 1965 | 1908 | 1834 | 1801 | 1766 |
| 52.00 | 50.000 | 2347 | 2273 | 2178 | 2152 | 2110 |
| 56.00 | 54.000 | 2704 | 2660 | 2556 | 2526 | 2489 |
| 60.00 | 58.000 | 3399 | 3343 | 3232 | 3195 | 3162 |

Para otras configuraciones y diámetro de tubos hay que multiplicar por el siguiente factor:

Tube-Layout Multipliers for Split-Ring Floating Head

| TUBE OD IN. | TUBE PITCH | LAYOUT | MULTIPLIER |
|----------------|------------|-----------------|------------|
| 5/8 | 13/16 | Tri., Rot. Tri. | 1.33 |
| 5/8 | 13/16 | Sq., Rot. Sq. | 1.15 |
| 3/4 | 15/16 | Tri., Rot. Tri. | 1.00 |
| 3/4 | 15/16 | Sq., Rot. Sq. | 0.86 |
| 3/4 | 1 | Tri., Rot. Tri. | 0.88 |
| 3/4 | 1 | Sq., Rot. Sq. | 0.76 |
| 1 | 1-1/4 | Tri., Rot. Tri. | 0.56 |
| 1 | 1-1/4 | Sq., Rot. Sq. | 0.49 |

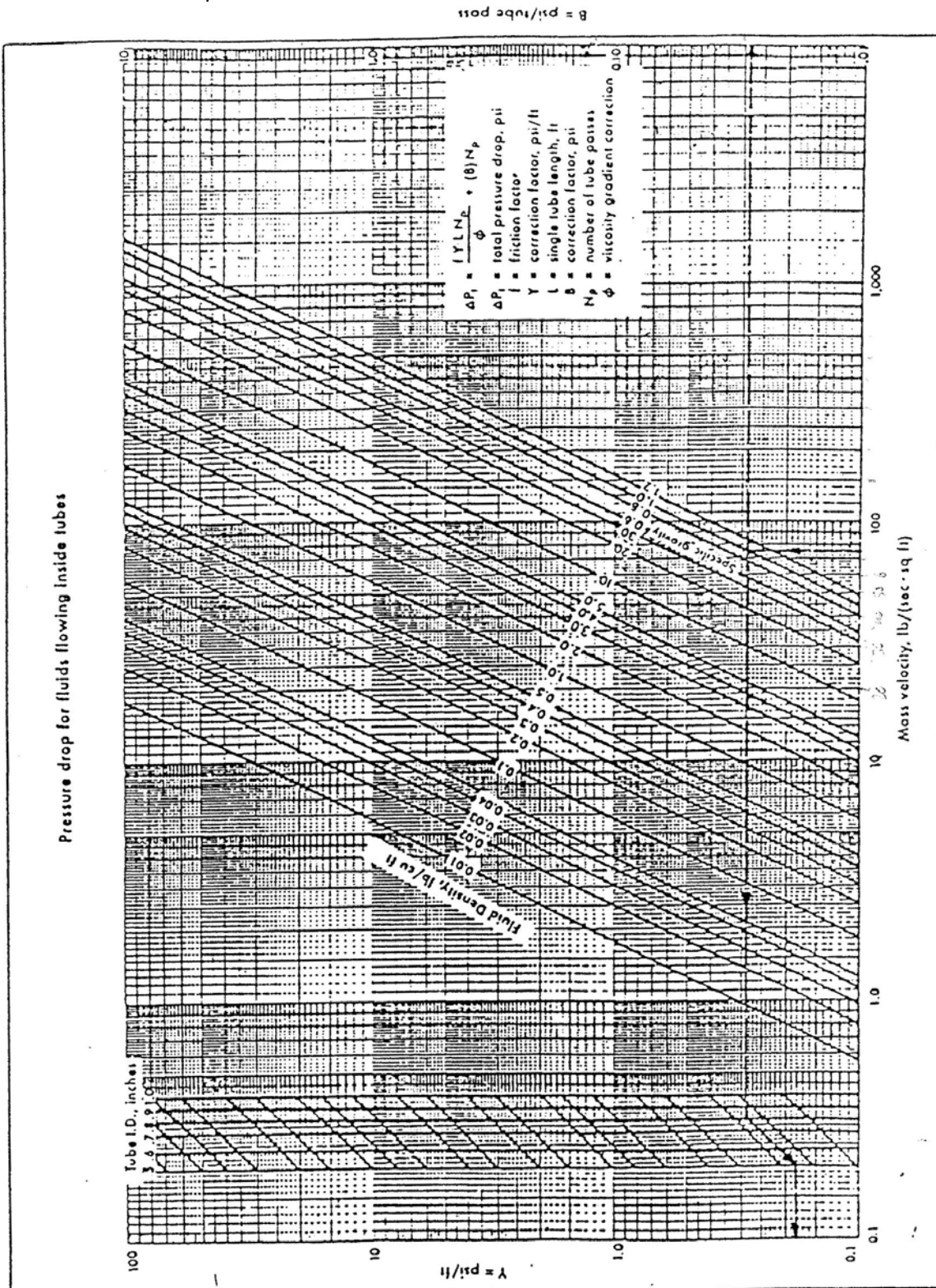
Si en lugar de configuración de cabeza flotante tenemos otra configuración aplican los siguientes factores:

Bundle-Type Multipliers

| BUNDLE TYPE | MULTIPLIER |
|--|------------------------------------|
| Fixed Tube Sheet | $((d_{si}-0.6825)/(d_{si}-1.5))^2$ |
| Pull-Thru Floating Head | |
| $d_{si} < 25^*$ | $((d_{si}-4)/(d_{si}-1.5))^2$ |
| $d_{si} > 23^*$ | $((d_{si}-4.125)/(d_{si}-1.5))^2$ |
| U-Tube Bundle* | $((d_{si}-1.2)/(d_{si}-1.5))^2$ |
| *This is the number of tube holes in the tube sheet. The actual number of U-bends is 1/2 of this figure. | |
| d_{si} is the shell inside diameter in inches. | |

7.3.10.- Perdida de presión en el tubo.

El número de tubos de un intercambiador se ha calculado pensando en dos pasos en tubo, con este número se calcula la pérdida de presión en el tubo. Si esta pérdida de presión lo permite se puede aumentar el número de pasos.



Pressure Drop for Fluids Flowing Inside Tubes

De la tabla se obtienen dos factores:

Y = Las pérdidas de presión por el flujo a través de los tubos.

B = Las pérdidas de presión por las contracciones y expansiones a la entrada y salida de los tubos

La ecuación a aplicar es:

$$\Delta P = \frac{f \cdot Y L N_p}{\Phi} + B \cdot N_p$$

Donde: ΔP = Pérdida de presión total en tubo (psi)

f = factor de fricción

El factor de fricción se calcula por:

$$f = 0.316 / \text{Re}^{0.25} \text{ si } \text{Re} > 1190$$

$$f = 64 / \text{Re} \text{ si } \text{Re} < 1190$$

Y = Factor de corrección (psi/ft)

B = Factor de corrección (psi)

L = Longitud de tubos (ft)

N_p = Número de pasos de tubos (N° Pasos * N° Celdas)

ϕ = Factor de corrección por viscosidad

$$\Phi = (\mu / \mu_w)^{0.14}$$

7.3.11.- Pérdida de presión en el casco.

El fluido que fluye a través del casco debe cruzar el casco guiado por los desviadores y pasar a través de la ventana o abertura que estos le dejen.

Los desviadores deben separarse en una distancia entre 1/5 del diámetro del casco y 30 pulgadas. El valor característico es de 12 in.

El valor en porcentaje de paso (ventana) va desde el 10 % al 45 % , utilizándose valores de 15 % normalmente y del 40 % en condensadores.

La velocidad transversal másica (G_x) en lb/s-ft^2 , viene dada por:

$$G_x = \frac{0.04Q}{\text{NFD} \times \text{BP}}$$

Donde: Q = Flujo másico (lb/hr)

NFD = Distancia libre (*Net Free Distance*) (ft)

$$\text{NFD} = \text{A} + \text{B } d_{s1}$$

BP = Separación entre desviadores (*Baffle Pitch*)

La velocidad a través de la ventana (G_1) en lb/s-ft^2 , viene dada por:

$$G_1 = \frac{0.04Q}{\text{Area}}$$

$$\text{Área} = \pi/4 (d_{s1}^2 - N_t d_o^2) C$$

Donde: C = Fracción de paso (ventana)

Los factores para calcular NFD y NC son los siguientes:

Constants for NFD and NC Equations

NFD = A + B d_{si}
 NC = C + D d_{si}
 d_{si} = Shell ID, in.
 S = Size Factor for Pressure Drop

| Tube OD | Tube Pitch | Configu- ration | Exch. Type | A | B | C | D | S Turb. Lam. | |
|---------|------------|--------------------|---------------|-------|--------|-------|--------|-----------------|-------|
| 5/8 | 13/16 | TRI | SR | 0.73 | 0.2416 | -1.20 | 1.3850 | .01 | .008 |
| | | | FTS | 0.11 | | -0.07 | | | |
| | | | PT | 2.63 | | -4.66 | | | |
| 5/8 | 13/16 | RO-TRI | SR | 0.66 | 0.2764 | -2.50 | 2.4170 | .01 | .008 |
| | | | FTS | 0.07 | | -0.54 | | | |
| | | | PT | 2.47 | | -8.54 | | | |
| 3/4 | 15/16 | TRI | SR | 0.76 | 0.2118 | -1.70 | 1.2080 | .01 | .01 |
| | | | FTS | 0.11 | | -0.72 | | | |
| | | | PT | 2.73 | | -4.72 | | | |
| 3/4 | 15/16 | RO-TRI | SR | 0.70 | 0.2417 | -1.90 | 2.0930 | .01 | .01 |
| | | | FTS | 0.08 | | -0.20 | | | |
| | | | PT | 2.60 | | -7.13 | | | |
| 3/4 | 1 | TRI | SR | 0.66 | 0.2610 | 1.00 | 1.1200 | .01 | .006 |
| | | | FTS | 0.06 | | 1.91 | | | |
| | | | PT | 2.51 | | -1.80 | | | |
| 3/4 | 1 | RO-TRI | SR | 0.59 | 0.2991 | -1.90 | 1.9750 | .01 | .006 |
| | | | FTS | 0.02 | | -3.0 | | | |
| | | | PT | 2.34 | | -6.84 | | | |
| 1 | 1.25 | TRI | SR | 0.70 | 0.2118 | -1.40 | 0.9137 | .0095 | .0075 |
| | | | FTS | 0.06 | | -0.66 | | | |
| | | | PT | 2.67 | | -3.68 | | | |
| 1 | 1.25 | RO-TRI | SR | 0.64 | 0.2424 | -1.60 | 1.5620 | .0095 | .0075 |
| | | | FTS | 0.02 | | -0.33 | | | |
| | | | PT | 2.53 | | -5.51 | | | |
| 3/4 | 1 | SQ | SR | 0.66 | 0.2610 | -0.85 | 0.9726 | .0042 | .0025 |
| | | | FTS | 0.06 | | -0.06 | | | |
| | | | PT | 2.51 | | -3.28 | | | |
| 3/4 | 1 | RO-SQ | SR | 0.47 | 0.3631 | -1.20 | 1.3850 | .0068 | .0038 |
| | | | FTS | -0.05 | | -0.07 | | | |
| | | | PT | 2.06 | | -4.66 | | | |
| 1 | 1.25 | SQ | SR | 0.70 | 0.2118 | -1.40 | 0.7958 | .0042 | .0033 |
| | | | FTS | 0.06 | | -0.75 | | | |
| | | | PT | 2.67 | | -3.39 | | | |
| 1 | 1.25 | RO-SQ | SR | 0.53 | 0.2934 | -1.00 | 1.1200 | .0068 | .0054 |
| | | | FTS | -0.04 | | -0.09 | | | |
| | | | PT | 2.30 | | -3.80 | | | |

SR = Split-Ring Floating Head
 FTS = Fixed Tube Sheet
 PT = Pull-Thru Floating Head
 RO-TRI = Rotated Triangular Pitch
 RO-SQ = Rotated Square Pitch

Note: B, D, and S constants are independent of exchanger type.

La pérdida de presión a través del casco se calcula por la suma de las dos partes:

(1) La pérdida de presión a lo largo de la estructura (ΔP_E)

$$\Delta P_E = F S N NC / \rho$$

Donde: N = Número de espacios entre desviadores (multiplicar por número de celdas)

NC = Número de tubos cruzados por los desviadores

$$NC = (C + D d_{SI}) (1 - c)$$

S = Factor de tamaño

F = Factor de pérdida de presión calculado por:

$$F = 0.0157 \mu^{0.2} G_X^{1.8} \quad \text{si el flujo es turbulento}$$

$$F = 0.026 \mu G_X \quad \text{si el flujo es laminar}$$

El flujo es turbulento si $G_X > 1.88 \mu$

(2) La pérdida de presión en las ventanas (ΔP_V)

$$\Delta P_V = 0.000175 G_1^2 / \rho * N^0 \text{ Desviadores}$$

Los datos han de ser μ (cp), G (lb/s-ft²), P (psi)

7.4.- ESTIMACIÓN DE COSTES Y MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN.

7.4.1.- Materiales de Construcción.

El material de construcción más común en los intercambiadores de calor es el **acero al carbono**. Otros materiales en orden de utilización son:

- Acero inoxidable de la serie 300
- Niquel
- Monel
- Aleaciones de cobre , como latón Admiralty
- Aluminio
- Inconel
- Acero inoxidable de la serie 400

Los materiales a utilizar se seleccionan de acuerdo a las indicaciones del capítulo 3, por su resistencia a la corrosión.

Se utilizan **tubos bimetalicos** cuando las condiciones de temperatura y requisitos de corrosión no permiten la utilización de una aleación simple. Consisten en dos materiales laminados juntos. hay que tener cuidado con la acción galvánica.

También se encuentran intercambiadores de construcción no metálica como son tubos de **vidrio**, en casco de vidrio o acero. También se encuentran intercambiadores de calor de grafito, y de **teflón**.

7.4.2.- Estimación de Costes.

El coste de un INTERCAMBIADOR DE CALOR de CASCO Y TUBO se obtiene con la ecuación:

$$C_T = A_o \cdot N_S \cdot b \cdot (1 + \sum C_i)$$

Donde: A_o = Area del intercambiador en ft² .

N_S = Número de celdas

$\sum C_i$ = Suma de factores de corrección.

b = Coste unitario dado por:

$$b = k \cdot p \cdot f \cdot r / \left(1 - e^{-\frac{7-d_{Si}}{27}} \right)$$

k = valor unitario (k = 6.6 \$ de 1982)

p = Multiplicador por configuración de tubos: \square $p = 0,75 p_i^2 / d_o$
 Δ $p = 0,675 p_i^2 / d_o$

f = Multiplicador por cabezal fijo.

r = Multiplicador por cabezal posterior.

d_{Si} = Diámetro del casco, in

p_i = Paso de tubos, in

Si tomamos el valor de los factores **y** , **g**

$$y = 0,129 + 0,0016 (d_{Si} - 12)/p$$

$$g = 1 + 0,95 (BWG - 14)$$

Los valores de los **factores de corrección** son.

| | | |
|-------------------------|------------------------|--|
| Longitud , ft | C_L | = 1,5(1 -L /20) |
| Espesor | C_g | = y(g-1) |
| Material canal | C_{CM} | = 0,06(M2-1) |
| Material casco | C_{MS} | = 0,1(M2-1) |
| Material Tubo | C_{MT} | = y(M-1) |
| Material Placa tubos | C_{MTS} | = 0,04(M2-1) |
| Nº Pasos de tubo (NTP) | C_{NTP} | = (NTP - 1)/100 vale 0 si NTP ≤ 2 |
| Presión del casco (psi) | C_{PS} | = (P _{DS} /150 - 1)(0,07 + 0,0016 (d _{Si} -12) |
| Presión del tubo (psi) | C_{PT} | = (P _{DT} /150 - 1)(0,035 + 0,00056 (d _{Si} -12) |
| Tipo de Casco | C_S | |

Con los siguientes valores para los factores

| Factores por tipo intercambiador | | | | | | Factores por coste de materiales | | | | | |
|----------------------------------|---------|----------------|------|---------|------|----------------------------------|---------------|----------|----------|-----|-----|
| | C. fijo | Casco | | C. post | | TUBOS | | | Casco M2 | | |
| | f | C _s | | r | | M1 soldado | M1 sin soldar | | | | |
| A | 1.03 | E | 0.00 | L | 0.83 | | | | | | |
| B | 1.00 | F | 0.18 | M | 0.80 | Ac. carbono | 1.0 | 2.5 | 1.0 | | |
| C | 1.06 | G | 0.08 | N | 0.85 | AISI 304 | 2.8 | 6.5 | 3.7 | | |
| N | 1.05 | H | 0.13 | P | 1.04 | AISI 316 | 4.7 | 10.1 | 6.2 | | |
| D | 1.60 | J | 0.00 | S | 1.00 | Admiralty | N/A | 3.6 | 3.6 | | |
| | | | | K | 0.30 | T | 1.05 | Aluminio | N/A | 1.6 | 1.6 |
| | | | | U | 0.90 | | | | | | |

CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

CHARACTERISTICS OF TUBING

| Tube O.D. Inches | B. W. G. Gage | Thickness Inches | Internal Area Sq. Inch | Sq. Ft. External Surface Per Foot Length | Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length | Weight Per Foot Length Lbs.* | Tube I.D. Inches | Moment of Inertia Inches ⁴ | Section Modulus Inches ³ | Radius of Gyration Inches | Constant C** | O.D. — I.D. | Transverse Metal Area Sq. Inch |
|------------------|---------------|------------------|------------------------|--|--|------------------------------|------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------|--------------|-------------|--------------------------------|
| 1/4 | 22 | .028 | .0295 | .0655 | .0508 | .066 | .194 | .00012 | .00098 | .0792 | 46 | 1.289 | .0195 |
| 1/4 | 24 | .022 | .0333 | .0655 | .0539 | .054 | .206 | .00011 | .00083 | .0810 | 52 | 1.214 | .0159 |
| 1/4 | 26 | .018 | .0360 | .0655 | .0560 | .045 | .214 | .00009 | .00071 | .0824 | 56 | 1.168 | .0131 |
| 1/4 | 27 | .016 | .0373 | .0655 | .0570 | .040 | .218 | .00008 | .00064 | .0829 | 58 | 1.146 | .0117 |
| 1/2 | 18 | .049 | .0603 | .0982 | .0725 | .171 | .277 | .00068 | .0036 | .1164 | 94 | 1.354 | .0502 |
| 1/2 | 20 | .035 | .0731 | .0982 | .0798 | .127 | .305 | .00055 | .0029 | .1213 | 114 | 1.233 | .0374 |
| 1/2 | 22 | .028 | .0799 | .0982 | .0835 | .104 | .319 | .00046 | .0025 | .1227 | 125 | 1.176 | .0305 |
| 1/2 | 24 | .022 | .0860 | .0982 | .0867 | .083 | .331 | .00038 | .0020 | .1248 | 134 | 1.133 | .0244 |
| 3/4 | 16 | .065 | .1075 | .1309 | .0969 | .302 | .370 | .0022 | .0086 | .1556 | 168 | 1.351 | .0888 |
| 3/4 | 18 | .049 | .1269 | .1309 | .1052 | .236 | .402 | .0018 | .0072 | .1606 | 198 | 1.244 | .0694 |
| 3/4 | 20 | .035 | .1452 | .1309 | .1126 | .174 | .430 | .0014 | .0056 | .1649 | 227 | 1.163 | .0511 |
| 3/4 | 22 | .028 | .1548 | .1309 | .1162 | .141 | .444 | .0012 | .0046 | .1671 | 241 | 1.126 | .0415 |
| 1 | 12 | .109 | .1301 | .1636 | .1066 | .602 | .407 | .0061 | .0197 | .1864 | 203 | 1.536 | .177 |
| 1 | 13 | .095 | .1486 | .1636 | .1139 | .537 | .435 | .0057 | .0183 | .1903 | 232 | 1.437 | .158 |
| 1 | 14 | .083 | .1655 | .1636 | .1202 | .479 | .459 | .0053 | .0170 | .1938 | 258 | 1.362 | .141 |
| 1 | 15 | .072 | .1817 | .1636 | .1259 | .425 | .481 | .0049 | .0156 | .1971 | 283 | 1.299 | .125 |
| 1 | 16 | .065 | .1924 | .1636 | .1296 | .388 | .495 | .0045 | .0145 | .1993 | 300 | 1.263 | .114 |
| 1 | 17 | .058 | .2035 | .1636 | .1333 | .350 | .509 | .0042 | .0134 | .2016 | 317 | 1.228 | .103 |
| 1 | 18 | .049 | .2181 | .1636 | .1380 | .303 | .527 | .0037 | .0118 | .2043 | 340 | 1.186 | .089 |
| 1 | 19 | .042 | .2298 | .1636 | .1416 | .262 | .541 | .0033 | .0105 | .2068 | 358 | 1.155 | .077 |
| 1 | 20 | .035 | .2419 | .1636 | .1453 | .221 | .555 | .0028 | .0091 | .2089 | 377 | 1.126 | .065 |
| 1 | 10 | .134 | .1825 | .1963 | .1262 | .884 | .482 | .0129 | .0344 | .2229 | 285 | 1.556 | .260 |
| 1 | 11 | .120 | .2043 | .1963 | .1335 | .809 | .510 | .0122 | .0326 | .2267 | 319 | 1.471 | .238 |
| 1 | 12 | .109 | .2223 | .1963 | .1393 | .748 | .532 | .0116 | .0309 | .2299 | 347 | 1.410 | .220 |
| 1 | 13 | .095 | .2463 | .1963 | .1466 | .666 | .560 | .0107 | .0285 | .2340 | 384 | 1.339 | .196 |
| 1 | 14 | .083 | .2679 | .1963 | .1529 | .592 | .584 | .0098 | .0262 | .2376 | 418 | 1.284 | .174 |
| 1 | 15 | .072 | .2884 | .1963 | .1587 | .520 | .606 | .0089 | .0238 | .2410 | 450 | 1.238 | .153 |
| 1 | 16 | .065 | .3019 | .1963 | .1623 | .476 | .620 | .0083 | .0221 | .2433 | 471 | 1.210 | .140 |
| 1 | 17 | .058 | .3157 | .1963 | .1660 | .428 | .634 | .0076 | .0203 | .2455 | 492 | 1.183 | .126 |
| 1 | 18 | .049 | .3339 | .1963 | .1707 | .367 | .652 | .0067 | .0178 | .2484 | 521 | 1.160 | .108 |
| 1 | 20 | .035 | .3632 | .1963 | .1780 | .269 | .680 | .0050 | .0134 | .2532 | 567 | 1.103 | .079 |
| 1 | 8 | .165 | .3526 | .2618 | .1754 | 1.462 | .670 | .0392 | .0784 | .3009 | 550 | 1.493 | .430 |
| 1 | 10 | .134 | .4208 | .2618 | .1916 | 1.237 | .732 | .0350 | .0700 | .3098 | 656 | 1.366 | .364 |
| 1 | 11 | .120 | .4536 | .2618 | .1990 | 1.129 | .750 | .0327 | .0654 | .3140 | 708 | 1.316 | .332 |
| 1 | 12 | .109 | .4803 | .2618 | .2047 | 1.037 | .782 | .0307 | .0615 | .3174 | 749 | 1.279 | .305 |
| 1 | 13 | .095 | .5153 | .2618 | .2121 | .918 | .810 | .0280 | .0559 | .3217 | 804 | 1.235 | .270 |
| 1 | 14 | .083 | .5463 | .2618 | .2183 | .813 | .834 | .0253 | .0507 | .3255 | 852 | 1.199 | .239 |
| 1 | 15 | .072 | .5755 | .2618 | .2241 | .714 | .856 | .0227 | .0455 | .3291 | 898 | 1.167 | .210 |
| 1 | 16 | .065 | .5945 | .2618 | .2278 | .649 | .870 | .0210 | .0419 | .3314 | 927 | 1.149 | .191 |
| 1 | 18 | .049 | .6390 | .2618 | .2361 | .496 | .902 | .0166 | .0332 | .3366 | 997 | 1.109 | .146 |
| 1 | 20 | .035 | .6793 | .2618 | .2435 | .360 | .930 | .0124 | .0247 | .3414 | 1060 | 1.075 | .106 |
| 1 1/4 | 7 | .180 | .6221 | .3272 | .2330 | 2.057 | .890 | .0890 | .1425 | .3836 | 970 | 1.404 | .605 |
| 1 1/4 | 8 | .165 | .6648 | .3272 | .2409 | 1.921 | .920 | .0847 | .1355 | .3880 | 1037 | 1.359 | .565 |
| 1 1/4 | 10 | .134 | .7574 | .3272 | .2571 | 1.598 | .982 | .0741 | .1186 | .3974 | 1182 | 1.273 | .470 |
| 1 1/4 | 11 | .120 | .8012 | .3272 | .2644 | 1.448 | 1.010 | .0688 | .1100 | .4018 | 1250 | 1.238 | .426 |
| 1 1/4 | 12 | .109 | .8365 | .3272 | .2702 | 1.329 | 1.032 | .0642 | .1027 | .4052 | 1305 | 1.211 | .391 |
| 1 1/4 | 13 | .095 | .8825 | .3272 | .2775 | 1.173 | 1.060 | .0579 | .0926 | .4097 | 1377 | 1.179 | .345 |
| 1 1/4 | 14 | .083 | .9229 | .3272 | .2838 | 1.033 | 1.084 | .0521 | .0833 | .4136 | 1440 | 1.153 | .304 |
| 1 1/4 | 16 | .065 | .9852 | .3272 | .2932 | .823 | 1.120 | .0426 | .0682 | .4196 | 1537 | 1.116 | .242 |
| 1 1/4 | 18 | .049 | 1.042 | .3272 | .3016 | .629 | 1.152 | .0334 | .0534 | .4250 | 1626 | 1.085 | .185 |
| 1 1/4 | 20 | .035 | 1.094 | .3272 | .3089 | .456 | 1.180 | .0247 | .0395 | .4297 | 1707 | 1.059 | .134 |
| 1 1/2 | 10 | .134 | 1.192 | .3927 | .3225 | 1.955 | 1.232 | .1354 | .1806 | .4853 | 1860 | 1.218 | .575 |
| 1 1/2 | 12 | .109 | 1.291 | .3927 | .3356 | 1.618 | 1.282 | .1159 | .1546 | .4933 | 2014 | 1.170 | .476 |
| 1 1/2 | 14 | .083 | 1.398 | .3927 | .3492 | 1.258 | 1.334 | .0931 | .1241 | .5018 | 2181 | 1.124 | .370 |
| 1 1/2 | 16 | .065 | 1.474 | .3927 | .3587 | .996 | 1.370 | .0756 | .1008 | .5079 | 2299 | 1.095 | .293 |
| 2 | 11 | .120 | 2.433 | .5236 | .4608 | 2.410 | 1.760 | .3144 | .3144 | .6660 | 3795 | 1.136 | .709 |
| 2 | 12 | .109 | 2.494 | .5236 | .4655 | 2.201 | 1.782 | .2904 | .2904 | .6697 | 3890 | 1.122 | .647 |
| 2 | 13 | .095 | 2.573 | .5236 | .4739 | 1.934 | 1.810 | .2586 | .2586 | .6744 | 4014 | 1.105 | .569 |
| 2 | 14 | .083 | 2.642 | .5236 | .4801 | 1.699 | 1.834 | .2300 | .2300 | .6784 | 4121 | 1.090 | .500 |

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lbs./cu. in. For other metals multiply by the following factors:

| | | | |
|--------------------------------------|------|--------------------------|------|
| Aluminum | 0.35 | Nickel-Chrome-Iron | 1.07 |
| Titanium | 0.58 | Admiralty | 1.09 |
| A.I.S.I. 400 Series Stainless Steels | 0.99 | Nickel and Nickel-Copper | 1.13 |
| A.I.S.I. 300 Series Stainless Steels | 1.02 | Copper and Cupro-Nickels | 1.14 |
| Aluminum Bronze | 1.04 | | |
| Aluminum Brass | 1.06 | | |

** Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs. Per Tube Per Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp. Gr. of Water at 60° F. = 1.0)

**TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR**

| Tubo DE, plg | BWG | Espesor de la pared, | DI, plg | Area de flujo por tubo, plg ² | Superficie por pie lin. pies ² | | Peso por pie lineal, lb, de acero |
|-----------------|-------|----------------------------|---------|---|--|----------|--|
| | | | | | Exterior | Interior | |
| ½ | 12 | 0.109 | 0.282 | 0.0625 | 0.1309 | 0.0748 | 0.493 |
| | 14 | 0.083 | 0.334 | 0.0876 | | 0.0874 | 0.403 |
| | 16 | 0.065 | 0.370 | 0.1076 | | 0.0969 | 0.329 |
| | 18 | 0.049 | 0.402 | 0.127 | | 0.1052 | 0.258 |
| | 20 | 0.035 | 0.430 | 0.145 | | 0.1125 | 0.190 |
| ¾ | 10 | 0.134 | 0.482 | 0.182 | 0.1963 | 0.1263 | 0.965 |
| | 11 | 0.120 | 0.510 | 0.204 | | 0.1335 | 0.884 |
| | 12 | 0.109 | 0.532 | 0.223 | | 0.1393 | 0.817 |
| | 13 | 0.095 | 0.560 | 0.247 | | 0.1466 | 0.727 |
| | 14 | 0.083 | 0.584 | 0.268 | | 0.1529 | 0.647 |
| | 15 | 0.072 | 0.606 | 0.289 | | 0.1587 | 0.571 |
| | 16 | 0.065 | 0.620 | 0.302 | | 0.1623 | 0.520 |
| | 17 | 0.058 | 0.634 | 0.314 | | 0.1660 | 0.469 |
| | 18 | 0.049 | 0.652 | 0.334 | | 0.1707 | 0.401 |
| 1 | 8 | 0.165 | 0.670 | 0.355 | 0.2618 | 0.1754 | 1.61 |
| | 9 | 0.148 | 0.704 | 0.389 | | 0.1843 | 1.47 |
| | 10 | 0.134 | 0.732 | 0.421 | | 0.1916 | 1.36 |
| | 11 | 0.120 | 0.760 | 0.455 | | 0.1990 | 1.23 |
| | 12 | 0.109 | 0.782 | 0.479 | | 0.2048 | 1.14 |
| | 13 | 0.095 | 0.810 | 0.515 | | 0.2121 | 1.00 |
| | 14 | 0.083 | 0.834 | 0.546 | | 0.2183 | 0.890 |
| | 15 | 0.072 | 0.856 | 0.576 | | 0.2241 | 0.781 |
| | 16 | 0.065 | 0.870 | 0.594 | | 0.2277 | 0.710 |
| | 17 | 0.058 | 0.884 | 0.613 | | 0.2314 | 0.639 |
| 18 | 0.049 | 0.902 | 0.639 | 0.2361 | 0.545 | | |
| 1¼ | 8 | 0.165 | 0.920 | 0.665 | 0.3271 | 0.2409 | 2.09 |
| | 9 | 0.148 | 0.954 | 0.714 | | 0.2498 | 1.91 |
| | 10 | 0.134 | 0.982 | 0.757 | | 0.2572 | 1.75 |
| | 11 | 0.120 | 1.01 | 0.800 | | 0.2644 | 1.58 |
| | 12 | 0.109 | 1.03 | 0.836 | | 0.2701 | 1.45 |
| | 13 | 0.095 | 1.06 | 0.884 | | 0.2775 | 1.28 |
| | 14 | 0.083 | 1.08 | 0.923 | | 0.2839 | 1.13 |
| | 15 | 0.072 | 1.11 | 0.960 | | 0.2896 | 0.991 |
| | 16 | 0.065 | 1.12 | 0.985 | | 0.2932 | 0.900 |
| | 17 | 0.058 | 1.13 | 1.01 | | 0.2969 | 0.808 |
| 18 | 0.049 | 1.15 | 1.04 | 0.3015 | 0.688 | | |
| 1½ | 8 | 0.165 | 1.17 | 1.075 | 0.3925 | 0.3063 | 2.57 |
| | 9 | 0.148 | 1.20 | 1.14 | | 0.3152 | 2.34 |
| | 10 | 0.134 | 1.23 | 1.19 | | 0.3225 | 2.14 |
| | 11 | 0.120 | 1.26 | 1.25 | | 0.3299 | 1.98 |
| | 12 | 0.109 | 1.28 | 1.29 | | 0.3356 | 1.77 |
| | 13 | 0.095 | 1.31 | 1.35 | | 0.3430 | 1.56 |
| | 14 | 0.083 | 1.33 | 1.40 | | 0.3492 | 1.37 |
| | 15 | 0.072 | 1.36 | 1.44 | | 0.3555 | 1.20 |
| | 16 | 0.065 | 1.37 | 1.47 | | 0.3587 | 1.09 |
| | 17 | 0.058 | 1.38 | 1.50 | | 0.3623 | 0.978 |
| 18 | 0.049 | 1.40 | 1.54 | 0.3670 | 0.831 | | |

Consideraciones Generales de Rehervidores

CONSIDERACIONES GENERALES PARA REHERVADORES TIPO - AKT / AKU

El coeficiente de película para la ebullición sera

$h_0 \rightarrow$ HIDROCARBUROS $\approx 300 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$
 \rightarrow AGUA $\approx 500 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Si el fluido tiene un calor sensible elevado se debe reducir el coeficiente de película por la evaporación

$$h = \frac{1}{\frac{F_2}{h_L} + \frac{F_S}{h_S}}$$

donde F_2 = Porcentaje de calor transferido por ebullición

- F_S = Porcentaje de calor transferido por calor sensible
- h_L = Coeficiente de película de ebullición
- h_S = Coeficiente de película de convección
($h_S \approx 100 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$)

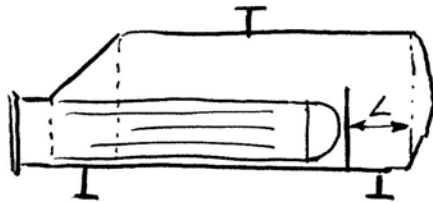
* Se recomienda que la diferencia media de temperaturas se mantenga $< 125^\circ\text{F}$

* El flujo calorífico ϕ ha de mantenerse por debajo de:

$$\phi = HTD \cdot U_o = \frac{q}{A} \begin{cases} \leq 12.000 \text{ Btu/hr ft}^2 & \text{HIDROCARBUROS} \\ \leq 18.000 \text{ Btu/hr ft}^2 & \text{AGUA.} \end{cases}$$

Cálculo de rehervidores AKT/AKU

CALCULO DE LAS DIMENSIONES DEL REHERVIDOR



El valor del diámetro (d_{si}) se calcula según el número necesario de tubos para conseguir el área del S.C.

La altura de la barrera (weir) es de 4 in por encima de d_{si} :

$$h_{w0} = d_{si} + 4 \text{ in}$$

El valor mínimo del diámetro del rehervidor d_k se calcula por

$$d_k = 2.93 h_w^{0.788}$$

Este valor hoy fue verificado de modo que se expone la separación líquido/vapor según el capítulo 6.

El valor mínimo de la longitud del intercambiador después de la barrera (L) es de 3 ft. pero los da permisión un almacenamiento de líquidos de 2 minutos.

Para el producto de cola a 400 °K ;C_p =2200 J/kg°K

7.5.4. Se desea construir un cambiador de calor para condensar ,5 kg/s de n-hexano a una presión de 150 kN/m² , interviniendo en el proceso una carga de calor de 4,5 MW. El n-hexano ha de alcanzar el condensador procedente de la cabeza de una columna de fraccionamiento a su temperatura de condensación de 356 °K.

Por experimentación se ha encontrado que el coeficiente global de transmisión de calor será de 450 W/m² K. El agua de refrigeración está disponible a 289 °K.

Exponga las propuestas que usted haría para el tipo y tamaño del cambiador.

Determinar la perdidas de presión en carcasa y tubo y comprobar que estas no superan 0,3 bar en carcasa y 0,5 bar en tubo.

7.6. Problemas examen

1997

PROBLEMA DE CASA de 1997

Diseñar un intercambiador de calor de tubo y casco para las siguientes condiciones:

20000 kg/h de queroseno (42° API) sale de la base de una columna de destilación a 200 °C y debe enfriarse a 90 °C por intercambio con 70000 Kg/h de petróleo ligero (34°API) procedente del almacén a 40 °C. El queroseno entra al intercambiador a 5 bar de presión y el petróleo a 6.5 bar. Se permite una perdida de presión de 0.8 bars en ambas corrientes. Se debe considerar un factor de resistencia por suciedad de 0.0003 (W/m² °C)⁻¹ para la corriente de petróleo y de 0.0002 (W/m² °C)⁻¹ en la corriente de queroseno.

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

| Queroseno | Entrada | Media | Salida | |
|-----------------------|----------------|--------------|---------------|--------------------|
| Temperatura | 200 | 145 | 90 | °C |
| Calor específico | 2,72 | 2,47 | 2,26 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0,130 | 0,132 | 0,135 | W/m°C |
| Densidad | 690 | 730 | 770 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 0,22 | 0,43 | 0,80 | mNs/m ² |

| Crudo de petróleo | Entrada | Media | Salida | |
|--------------------------|----------------|--------------|---------------|--------------------|
| Temperatura | 40 | ? | ? | °C |
| Calor específico | 2,01 | 2,05 | 2,09 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0,135 | 0,134 | 0,133 | W/m°C |
| Densidad | 840 | 820 | 800 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 4,3 | 3,2 | 2,4 | mNs/m ² |

29-01-1997

C14.- Estimar el precio en 1991 del siguiente intercambiador de calor de casco y tubo. Tipo AKT de 100 m² con tubos en dos pasos de 25,4 mm, configuración triangular con 1-1/4 in de paso y 4.9 m de largo, con una presión de 25 bar, y temperaturas inferiores a 550 °F, con carcasa de acero al carbono y tubos de Titanio.

| | | | |
|---|----------------|---|----------------|
| A | 300.000 \$ | B | 45.000.000 pts |
| C | 25.000.000 pts | D | 35.000.000 pts |

C15.- Después de realizar el cálculo de un intercambiador tomando un diseño de dos pasos en tubo y diámetro de casco de 23,25 in obtenemos un área de intercambio 15 % mayor de la necesaria y una perdida de carga en tubos de 1 psi cuando se permiten 20 psi, ¿qué otro diseño probarías?

| | | | |
|---|--|---|--|
| A | d _{Si} = 23,25 in y 4 pasos | B | d _{Si} = 21 in y 2 pasos |
| C | d _{Si} = 23,25 in , 2 pasos y doble número de desviadores | D | d _{Si} = 23,25 in, 2 pasos y mitad de desviadores |

2.- PROBLEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (60 % PROBLEMAS)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AES con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono de conductividad térmica 45 W/m°C . Dos pasos en tubos de 19 mm con 2,1 mm de espesor en configuración triangular a 25,4 mm y 3,65

DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

m de longitud. Casco de 0,635 m de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 20% espaciadas a intervalos de 406 mm.

Se desea utilizar este intercambiador para calentar **100.000 kg/hora** de un crudo de petróleo desde **25 °C** hasta **60 °C** con el producto de cola de una columna de destilación que sale a **120 °C** y que quiere enfriarse hasta **95 °C**.

Las pérdidas de carga admisibles en la instalación son de 0.50 bar para el crudo del petróleo y de 0,80 bar para el producto de cola.

Los factores de resistencia por suciedad son :

Crudo del petróleo : $0.0003 (W/m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$

Producto de cola : $0.0005 (W/m^2 \text{ } ^\circ C)^{-1}$

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

| Producto de cola | Entrada | Media | Salida | |
|-----------------------|---------|-------|--------|--------------------|
| Temperatura | 120 | 102.5 | 95 | °C |
| Calor específico | 2.32 | 2.20 | 2.10 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.120 | 0.122 | 0.125 | W/m°C |
| Densidad | 860 | 870 | 880 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 2.0 | 2.3 | 3.1 | mNs/m ² |

| Crudo de petróleo | Entrada | Media | Salida | |
|-----------------------|---------|-------|--------|--------------------|
| Temperatura | 25 | 42.5 | 60 | °C |
| Calor específico | 1.96 | 1.98 | 2.02 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.136 | 0.135 | 0.134 | W/m°C |
| Densidad | 840 | 820 | 800 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 5.1 | 3.0 | 2.3 | mNs/m ² |

¿Será adecuado este intercambiador?. ¿Qué relación de área de intercambio posible frente a necesaria hay?. ¿Que margen tenemos en la pérdida de carga?

03-09-1997

C04.- ¿Qué modelo de intercambiador de calor seleccionarías para el intercambio de calor entre dos fluidos limpios a 5 y 1 atm de presión con un área de intercambio necesaria de 10 m² , y sin problemas de pérdida de carga?

| | | | |
|---|--------------------------|---|-------------------------|
| A | TEMA tipo AES | B | I.C. de placas soldadas |
| C | I.C. de placas y armazón | D | I.C. de tubería doble |

P1.- PROBLEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Se han de calentar 82,7 lb/s de un crudo de petróleo desde 72 °F hasta 135 °F por intercambio de calor con el producto de cola de una columna de destilación. El producto de cola, con una velocidad de flujo de masa de 65,3 lb/s, se ha de enfriar desde 300 °F hasta 225 °F. Se dispone de un intercambiador de calor tubular tipo AES con un diámetro interior de la carcasa de 23,25 " que tiene un paso del lado de la carcasa y dos pasos del lado de los tubos. El cambiador tiene 324 tubos de ¾ " de diámetro exterior 14 BWG y 12 pies de longitud, dispuestos en una red cuadrada de 1 " y soportados por placas deflectoras con un corte del 25 % espaciadas a intervalos de 9 ". ¿Será adecuado este intercambiador? ¿Qué porcentaje de área de intercambio hay respecto de la necesaria?

| CARACTERÍSTICA | CRUDO DE P. | P. DE COLA | UDS. |
|--------------------------|-------------|------------|---------------------------|
| Temperatura media | 103.5 | 412,5 | °F |
| Capacidad calorífica | 8,32 | 9,21 | Btu/lb°F |
| Viscosidad | 3,0 | 2,3 | centipoises |
| Resistencia por suciedad | 0,002 | 0,003 | hr-ft ² °F/Btu |
| Densidad | 824 | 870 | kg/m ³ |
| Presión de vapor | 0,15 | 0,10 | bar |

1998

2.- PROBLEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (60 % PROBLEMAS)

Se desea utilizar un intercambiador para calentar **20000 kg/hora** de alcohol amílico desde **40 °C** hasta **102 °C** produciéndose la vaporización total del alcohol a dicha temperatura con un fluido térmico DIPHYL THT que entra a **180 °C** y que debe enfriarse hasta **140 °C**.

El intercambiador es de tipo TEMA AES-27-240 (diámetro de casco 27 in y longitud 20 ft), tiene tubos de $\frac{3}{4}$ in de diámetro exterior 14 BWG, dispuestos en una red cuadrada de 1 " y soportados por placas deflectoras con un corte del 8 % espaciadas a intervalos de 5 in para la zona de calentamiento y modificable según necesidades en zona de evaporación.

- ¿Será adecuado este intercambiador?
- ¿Qué porcentaje de área de intercambio hay respecto de la necesaria?
- ¿Sin necesidad de calcularlo, describir como colocarías los desviadores en la zona de evaporación y que tipo de intercambiador seleccionarías?

Las pérdidas de carga en el intercambiador no son críticas, por lo que no es necesario calcularlas.

Los factores de resistencia por suciedad son :

DIPHYL THT: $0.0002 (m^2 \cdot ^\circ C/W)$

Alcohol Amílico: $0.0003 (m^2 \cdot ^\circ C/W)$

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

| DIPHYL THT | Entrada | Media | Salida | |
|-----------------------|---------|-------|--------|--------------------|
| Temperatura | 180 | 160 | 140 | °C |
| Calor específico | 2.08 | 2.01 | 1.95 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.105 | 0.106 | 0.106 | W/m°C |
| Densidad | 983 | 907 | 920 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 1.04 | 1.27 | 1.61 | mNs/m ² |

| alcohol amílico (líquido) | Entrada | Media | Salida | |
|---------------------------|---------|-------|--------|--------------------|
| Temperatura | 40 | 71 | 102 | °C |
| Calor específico | 3.15 | 3.00 | 2.85 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.110 | 0.110 | 0.111 | W/m°C |
| Densidad | 820 | 809 | 800 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 1.05 | 1.32 | 1.72 | mNs/m ² |

| alcohol amílico (vapor) | Media | |
|-------------------------------|-------|-------|
| Temperatura | 102 | °C |
| Calor latente vaporización | 443 | kJ/kg |
| Coefficiente de película (ho) | 1200 | W/m°C |

04-09-1998

C08.- Calcular la diferencia de temperaturas media corregida (MTD) para las siguientes condiciones de intercambio:

Fluido caliente: Ácido corrosivo (alta presión): T. entrada = 300°C; T. salida = 120°C
 Fluido frío: fluido térmico standard T. entrada = 60°C; T. salida = 210°C

| | | | |
|---|---------|---|---------|
| A | 68.0 °C | B | 66.6 °C |
| C | 73.99°C | D | 75.0°C |

- P03.-** Tenemos un intercambiador de calor tipo TEMA AES 25 150 con dos pasos en tubos de ¾ in BWG 14 con configuración triangular, utilizado para un intercambio entre dos productos petrolíferos con las siguientes características:

| Característica | Producto en casco | Producto en tubos |
|---|--|--|
| Caudal másico por unidad de superficie | 500 kg/s-m ² | 750 kg/s-m ² |
| Densidad | 1200 kg/m ³ | 1100 kg/m ³ |
| Viscosidad | 2.3 mNs/m ² | 3.0 mNs/m ² |
| Resistencia por suciedad | 0.0003 (W/m ² °C) ⁻¹ | 0.0005 (W/m ² °C) ⁻¹ |
| La resistencia del material es despreciable | | |

Calcular el coeficiente global de transmisión de calor

28-11-1998

- C10.-** Calcular la diferencia de temperaturas media corregida (MTD) para las siguientes condiciones de intercambio:

Fluido caliente: Vapor sobresaturado: T. entrada = 150°C; T. salida = 150°C
 Fluido frío: derivado del petróleo T. entrada = 60°C; T. salida = 110°C

| | | | |
|---|---------|---|----------------------|
| A | 75.0 °C | B | 50.0 °C |
| C | 61.7 °C | D | el caso es imposible |

P03.- INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AES con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. Dos pasos en tubos de 19 mm con 2,1 mm de espesor en configuración triangular a 25,4 mm y 3,65 m de longitud. Casco de 0,635 m de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 20% espaciadas a intervalos de 406 mm., utilizado para un intercambio entre dos productos petrolíferos con las siguientes características:

| Característica | Producto en casco | Producto en tubos |
|--------------------------|--|--|
| Caudal másico | 50 kg/s | 75 kg/s |
| Densidad | 1200 kg/m ³ | 1100 kg/m ³ |
| Viscosidad | 2.3 mNs/m ² | 3.0 mNs/m ² |
| Resistencia por suciedad | 0.0003 (W/m ² °C) ⁻¹ | 0.0005 (W/m ² °C) ⁻¹ |

Calcular las pérdidas de carga.

1999

- C06.-** Estimar el coste de un intercambiador de calor con las características indicadas en la tabla siguiente

Configuración BES 25 192 Area de intercambio 140 m².

Presión de diseño lado tubo : 20 bar

Presión de diseño lado casco : 10 bar

Dos pasos en tubos de acero inoxidable 304 de ¾ in 14 BWG con configuración triangular equilátera a 1 in de separación.

Casco, canal cabezales y soportes de tubos de acero al carbono.

| | | | |
|---|--------------------------|---|---------------------|
| A | 80000\$ de 1991 +/- 10% | B | 5000000 pts |
| C | 11 millones pts +/- 30 % | D | 8419000 pts de 1991 |

C09.- ¿Qué modelo de intercambiador de calor seleccionarías para el intercambio de calor entre dos fluidos limpios (producto alimenticio y disolución de ácido sulfúrico 2 molar) a 5 y 1 atm de presión con un área de intercambio necesaria de 10 m², y sin problemas de pérdida de carga? ¿Qué materiales utilizarías?

| | | | |
|---|--------------------------|---|-------------------------|
| A | TEMA tipo AES | B | I.C. de placas soldadas |
| C | I.C. de placas y armazón | D | I.C. de tubería doble |

| | | | |
|---|--------------------------|---|-----------------|
| A | Todo de acero inoxidable | B | Todo de Monel |
| C | Todo de acero al carbono | D | Acero y Titanio |

04-09-1999

P01.- Intercambiadores de calor (25%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AJS con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. (Km =25 Btu/hr ft²°F). Dos pasos en tubos de 1in 14 BWG en configuración triangular a 1-1/4 in y 12 ft de longitud. Casco de 25 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 30% espaciadas a intervalos de 16 in.

Queremos utilizar este intercambiador para la condensación del vapor de isopropilbenceno con agua de refrigeración con las siguientes características:

| Característica | isopropilbenceno | Agua de refrigeración |
|--|--|---|
| Calor latente de vaporización | 134.3 Btu/lb | |
| Temperatura de entrada | 152 °C | 25 °C |
| Temperatura de salida | 152 °C | 40 °C |
| Resistencia por suciedad | 0.0005 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ | 0.001 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ |
| Coefficiente de película en condensación del vapor | 250 Btu/hr ft ² °F | |

Si el caudal másico de agua utilizado es tal que se maximiza el coeficiente de película en la zona del operación normal. Indicar **que caudal másico de isopropilbenceno podremos condensar** con este intercambiador.

11-11-1999

P03.- Intercambiador de calor (10%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AJS con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. (Km =25 Btu/hr ft²°F). Dos pasos en tubos de 1in 14 BWG en configuración triangular a 1-1/4 in y 12 ft de longitud. Casco de 25 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 30% espaciadas a intervalos de 16 in.

Queremos utilizar este intercambiador para la condensación del vapor de isopropilbenceno con agua de refrigeración con las siguientes características:

| Característica | isopropilbenceno | Agua de refrigeración |
|--|--|---|
| Calor latente de vaporización | 134.3 Btu/lb | |
| Temperatura de entrada | 152 °C | 25 °C |
| Temperatura de salida | 152 °C | 50 °C |
| Resistencia por suciedad | 0.0005 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ | 0.001 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ |
| Coefficiente de película en condensación del vapor | 250 Btu/hr ft ² °F | |

Si la velocidad másica del agua es de 1300 kg/s m² y con esta tenemos un coeficiente de transmisión de calor global más que suficiente para las condiciones de intercambio dadas. Indicar **que caudal másico de isopropilbenceno podremos condensar** con este intercambiador.

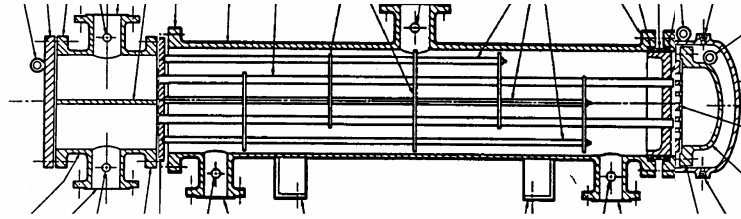
2000

P04.- Intercambiador de calor (pérdida de carga)(12,5%)

Intercambiadores de Calor

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo **AJS** con las siguientes características:

Material de carcasa y tubos acero al carbono. (Km =25 Btu/hr ft²°F). Dos pasos en tubos de 1in 14 BWG en configuración triangular a 1-1/4 in y 12 ft de longitud. Casco de 25 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 15% espaciadas a intervalos de 12 in.



| Característica | Casco | Tubo |
|---|--------|--------|
| Caudal a calentar (k/hr) | 20.000 | 60.000 |
| Calor específico (kJ/kg°C) | 2.50 | 2.00 |
| Densidad media (k/m ³) | 730 | 820 |
| Viscosidad media (cp) | 0,43 | 3,20 |
| Temperatura de entrada (°C) | 200 | 40 |
| Temperatura de salida (°C) | 140 | 65 |
| Resistencia por suciedad(Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ | 0.0005 | 0.001 |

Determinar la perdida de carga en tubo y casco.

2001

C05.- Intercambiadores de calor. (20%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AET con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. (Km =25 Btu/hr ft²°F). Tubos de ¾ in 16 BWG en configuración cuadrada a 25,4 mm y 3,05 m de longitud. Casco de 21 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 40% espaciadas a intervalos de 24 in, utilizado para la condensación de un vapor de un derivado orgánico con agua de refrigeración con las siguientes características:

| Característica | Vapor orgánico | Agua de refrigeración |
|--|--|---|
| Caudal másico | 2500 lb/hr | la necesaria |
| Temperatura de entrada | 120 °C | 18 °C |
| Temperatura de salida | 120 °C | 40 °C |
| Calor transmitido en condensación | 5000000 Btu/hr | |
| Resistencia por suciedad | 0,0005 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ | 0,001 (Btu/hr ft ² °F) ⁻¹ |
| Coefficiente de película en condensación del vapor | 200 Btu/hr ft ² °F | |
| Viscosidad | 1,4 cp | |

Estimar cuál es el numero máximo de pasos en tubo que nos permite conseguir las condiciones de intercambio de calor necesarias con una perdida de carga en tubos inferior a 6 psi.

| | | | |
|---|---|---|---|
| A | 1 | B | 2 |
| C | 4 | D | 6 |

2002

P02.- Intercambiadores de calor.

Se han de calentar 150 000 kg/h de un crudo de petróleo desde 20 °C hasta 80 °C por intercambio de calor con el producto de cola de una columna de destilación. El producto de cola, con una velocidad de flujo de masa de 100 000 kg/hr, entra a 150 °C. Se dispone de un intercambiador de calor tubular tipo AES con un diámetro interior de la carcasa de 21 in que tiene un paso del lado de la carcasa y dos pasos del lado de los tubos. El cambiador tiene tubos de ¾ in de diámetro exterior 14 BWG y 12 pies de longitud, dispuestos en una red triangular de 1 in y soportados por placas deflectoras con un corte del 25 % espaciadas a intervalos de 9 in. ¿Será adecuado este intercambiador? ¿Qué porcentaje de área de intercambio hay respecto de la necesaria?

| CARACTERÍSTICA | CRUDO DE P. | P. DE COLA | UDS. |
|--------------------------|-------------|------------|---------------------------|
| Capacidad calorífica | 8,32 | 9,21 | Btu/lb°F |
| Densidad | 824 | 870 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 3,0 | 2,3 | centipoises |
| Resistencia por suciedad | 0,002 | 0,003 | hr-ft ² °F/Btu |

25-06-2002

C04.- Intercambiador de Calor

Seleccionar el Intercambiador de calor más adecuado para el intercambio entre **20000** kg/hora de alcohol amílico desde **40 °C** hasta **102 °C** produciéndose la vaporización total del alcohol a dicha temperatura, con un fluido térmico DIPHYL THT que entra a **180 °C** y que debe enfriarse hasta **140 °C**. El calor total transferido es de $11.87 \cdot 10^6$ kJ/h

Y podemos estimar que el coeficiente de Transmisión de calor medio para calentamiento + evaporación mínimo para los IC propuestos es mayor a $U_o = 350 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

La condición limitante es la pérdida de presión admitida para el alcohol amílico que no debe ser superior a 5 psi.

(No hay suficientes datos para resolverlo, por lo que ruego estimar los datos que faltan para justificar cual es la mejor solución de las propuestas)

| | | | |
|---|--|---|--|
| A | Intercambiador de doble tubería de diámetro nominal 3" sch 40 para el tubo interior y 400 m de longitud. El alcohol amílico va por el tubo interior. Flujo a contracorriente. | B | Intercambiador TEMA AEU-25-240 . Alcohol amílico por el casco. DIPHYL THT por tubos a ¾ in a 15/16 in TRI dos pasos (termosifón horizontal) |
| C | Intercambiador TEMA AEM-31-240 vertical, con flujo de Alcohol amílico por tubos a ¾ in a 15/16 in TRI en un paso (termosifón vertical) | D | Intercambiador TEMA AKS-33-240 con diámetro de casco mayos de 60 in. Alcohol amílico por el casco. DIPHYL THT por tubos a ¾ in a 15/16 in TRI dos pasos |

11-09-2002

P01.- Problema de intercambiadores de calor

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AES con las siguientes características: Material de carcasa y tubos: acero al carbono de conductividad térmica $45 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Dos pasos en tubos de 19 mm con 2,1 mm de espesor en configuración triangular a 25,4 mm y 3,65 m de longitud. Casco de 0,590 m de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 20% espaciadas a intervalos de 406 mm.

Se desea utiliza este intercambiador para calentar **200.000** kg/hora de un crudo de petróleo desde **20 °C** hasta **80 °C** con el producto de cola de una columna de destilación que sale a **140 °C** y que quiere enfriarse hasta **100 °C**.

Los factores de resistencia por suciedad son :

Crudo del petróleo : $0.0003 \text{ (W/m}^2 \text{ °C)}^{-1}$

Producto de cola : $0.0005 \text{ (W/m}^2 \text{ °C)}^{-1}$

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

| Producto de cola | Entrada | Media | Salida |
|------------------|---------|-------|--------|
|------------------|---------|-------|--------|

| | | | | |
|--------------------------|----------------|--------------|---------------|--------------------|
| Temperatura | 140 | 120 | 100 | °C |
| Calor específico | 2.32 | 2.20 | 2.10 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.120 | 0.122 | 0.125 | W/m°C |
| Densidad | 860 | 870 | 880 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 2.0 | 2.3 | 3.1 | mNs/m ² |
| Crudo de petróleo | Entrada | Media | Salida | |
| Temperatura | 20 | 50 | 80 | °C |
| Calor específico | 1.96 | 1.98 | 2.02 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.136 | 0.135 | 0.134 | W/m°C |
| Densidad | 840 | 820 | 800 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 5.1 | 3.0 | 2.3 | mNs/m ² |

Suponiendo que el área del intercambiador es suficiente para estas condiciones de intercambio, cual será el valor de la pérdida de carga en casco y en tubo que tendremos?

2003

C04.- Intercambiador de Calor

De acuerdo a los datos de referencia un intercambiador entre 100 000 lb/hr de un aceite pesado entre 150 °C y 90 °C con una capacidad calorífica media de 0,56 Btu/lb°F y agua entre 20 °C y 50 °C, tiene un valor de coeficiente global de transmisión de calor de $U_o = 40 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$. ¿Cuál de los siguientes Intercambiadores seleccionarías y porqué?

Los tubos en todos ellos son de ¾ in 14 BWG y configuración triangular a 15/16 in. En dos pasos.

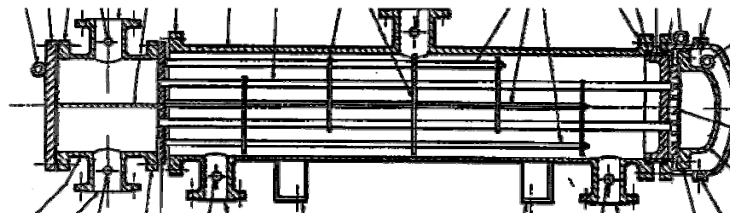
| | | | |
|---|--|---|---|
| A | Un AKU-27-192 con el agua circulando por los tubos | B | Un AES-21-192 con el agua circulando por los tubos |
| C | Un AES-21-192 con el aceite circulando por los tubos | D | Un AJU-19,25-192 con el aceite circulando por los tubos |

2004

P02.- Intercambiador de calor (20%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo **AJS** con las siguientes características:

Material de carcasa y tubos acero al carbono. ($K_m = 25 \text{ Btu/hr ft}^2\text{F}$).
 Dos pasos en tubos de 1 in 14 BWG en configuración triangular a 1-1/4 in y 12 ft de longitud. Casco de 25 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 15% espaciadas a intervalos de 12 in.



Queremos utilizar este intercambiador para calentar 120 000 kg/h de un derivado de petróleo con las siguientes características:

| Derivado petróleo | Entrada | Media | Salida | |
|-----------------------|---------|-------|--------|--------------------|
| Temperatura | 40 | 60 | 80 | °C |
| Calor específico | 1.75 | 1.60 | 1.45 | kJ/kg°C |
| Conductividad térmica | 0.15 | 0.16 | 0.18 | W/m°C |
| Densidad | 800 | 780 | 765 | kg/m ³ |
| Viscosidad | 0.4 | 0.5 | 0.8 | mNs/m ² |

Como fluido calefactor utilizamos vapor saturado a 130°C en cantidad necesaria de manera que no se produzca enfriamiento

La suma de las resistencias por suciedad vale $0.002 \text{ (Btu/hrft}^2\text{F)}^{-1}$

Determinar si el intercambiador es válido. La relación de área necesaria frente a área disponible y la pérdida de carga en tubos

01-09-2004

P02.- Intercambiador de calor (20%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AET con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. ($K_m = 25 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$). Tubos de $\frac{3}{4}$ in 16 BWG en configuración cuadrada a 25,4 mm y 3,05 m de longitud. Casco de 21 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 40% espaciadas a intervalos de 24 in, utilizado para la condensación de un vapor de un derivado orgánico con agua de refrigeración con las siguientes características:

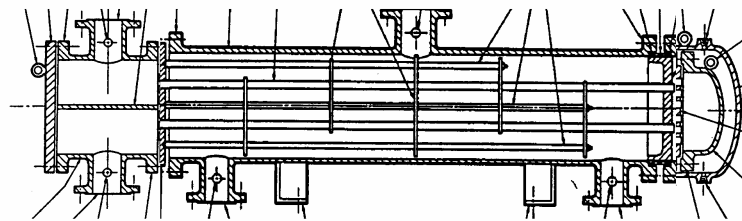
| Característica | Vapor orgánico | Agua de refrigeración |
|--|---|--|
| Caudal másico | 2500 lb/hr | la necesaria |
| Temperatura de entrada | 120 °C | 18 °C |
| Temperatura de salida | 120 °C | 40 °C |
| Calor transmitido en condensación | 5000000 Btu/hr | |
| Resistencia por suciedad | $0,0005 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}^{-1}$ | $0,001 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}^{-1}$ |
| Coefficiente de película en condensación del vapor | 200 Btu/hr ft ² °F | |
| Viscosidad | 1,4 cp | |

Estimar cuál es el numero máximo de pasos en tubo que nos permite conseguir las condiciones de intercambio de calor necesarias con una perdida de carga en tubos inferior a 6 psi.

11-09-2004

P02.- Intercambiador de calor (20%)

Tenemos en existencias un intercambiador de calor tipo TEMA modelo AJS con las siguientes características: Material de carcasa y tubos acero al carbono. ($K_m = 25 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$). Dos pasos en tubos de 1 in 14 BWG en configuración triangular a 1-1/4 in y 12 ft de longitud. Casco de 25 in de diámetro interior con placas deflectoras con un corte del 30% espaciadas a intervalos de 16 in.



Queremos utilizar este intercambiador para la condensación del vapor de isopropilbenceno con agua de refrigeración con las siguientes características:

| Característica | isopropilbenceno | Agua de refrigeración |
|--|---|--|
| Calor latente de vaporización | 134.3 Btu/lb | |
| Temperatura de entrada | 152 °C | 25 °C |
| Temperatura de salida | 152 °C | 40 °C |
| Resistencia por suciedad | $0.0005 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}^{-1}$ | $0.001 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}^{-1}$ |
| Coefficiente de película en condensación del vapor | 250 Btu/hr ft ² °F | |

Si el caudal másico de agua utilizado es tal que se maximiza el coeficiente de película en la zona del operación normal. Indicar **que caudal másico de isopropilbenceno podremos condensar** con este intercambiador.